

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**ЗАДАНИЯ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
«ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ»
ПО КУРСУ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**
для студентов машиностроительных специальностей
в т. ч. для иностранных студентов

УТВЕРЖДЕНО
редакционно-издательским
советом университета,
протокол № 1
от 03.02.16 г.

Харьков НТУ «ХПИ» 2019

Теория механизмов и машин. Задания и методические указания к выполнению курсового проекта «Исследование работы технологической машины» по курсу теории механизмов и машин для студентов машиностроительных специальностей / Сост. Г. А. Кротенко, И. П. Гречка, А. О. Зарубіна, А. В. Грабовский – Харьков : НТУ «ХПИ», 2019 – 68 с. – Рус. яз.

Составители: Г. А. Кротенко
И. П. Гречка
А. В. Грабовский
А. О. Зарубіна

Рецензент: *В.О. Коваленко* – канд. техн. наук, проф., заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные, дорожные, строительные, мелиоративные машины и оборудование» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»

ВСТУПЛЕНИЕ

Курсовое проектирование по теории механизмов и машин – один из основных видов изучения курса, первая самостоятельная работа студента по комплексному проектированию и исследованию взаимосвязанных механизмов – составных частей машин.

Цель курсового проекта – закрепление и углубление теоретических знаний путем самостоятельного решения комплексной задачи исследования машины.

Методические указания содержат три основных раздела: задания на курсовой проект с описанием технологических машин, методические указания по его выполнению и пример выполнения курсового проекта на тему «Исследование работы технологической машины», состоящий из пояснительной записки и чертежей, для студентов машиностроительных специальностей. В этой работе приведены задания, тематика которых основана на конкретном материале, базирующимся на практике заводских конструкторских бюро, применительно к соответствующим специальностям, т.е. исходные данные для расчета приняты с учетом реальной метрики и нагрузок.

Курсовой проект по своему содержанию охватывает основные разделы курса: структурное, кинематическое, силовое исследование главного механизма машины, кинематический анализ и синтез зубчатой передачи, синтез кулачкового механизма, выбор приводного электродвигателя, а также исследование установившегося движения машинного агрегата под действием заданных сил. Разделы примера выполнены согласно требованиям к курсовому проекту, которые отражены в методическом пособии.

Студент при выполнении курсового проекта должен освоить основные методы анализа и синтеза рычажных, кулачковых и зубчатых механизмов, применять как графоаналитические, так и аналитические способы решения, обучиться навыкам графических построений, уметь проводить инженерные расчеты и делать обобщающие выводы, уметь пользоваться справочной литературой.

1. Объем и содержание курсового проекта

Задания на курсовой проект приводятся в шести вариантах. Эти задания соответствуют определенному номеру задания на курсовой проект и определенному варианту задания. Номер задания и номер варианта каждому студенту задает преподаватель. Задания и условные обозначения величин, содержащихся в задании, приведены в прил. А.

1.1. Объем курсового проекта

Курсовой проект по ТММ включает в себя графическую часть (4 листа формата А1) и расчетно-пояснительную записку 25–30 страниц рукописного текста (формата А4). В графическую часть проекта включаются все построения, выполненные в масштабе, а в расчетно-пояснительную записку – пояснения, связанные с выполнением проекта.

1.2. Этапы выполнения курсового проекта

1. Структурный анализ главного механизма.
2. Кинематический анализ главного механизма.
3. Анализ и синтез зубчатого механизма.
4. Силовой расчет главного механизма.
5. Выбор приводного асинхронного электродвигателя.
6. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил.
7. Синтез кулачкового механизма (законы движения заданы в прил. Б).
8. Оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки (образец титульного листа приведен в прил. В, основной надписи в прил. Д).

После выполнения курсового проекта предусмотрена его защита.

2. Методические указания по выполнению курсового проекта

В начале расчетно-пояснительной записки под рубрикой "Введение" необходимо охарактеризовать работу исследуемой машины, которой посвящен курсовой проект, функциональное назначение каждого из рассматриваемых механизмов.

2.1. Структурный анализ главного механизма

2.1.1. Начертить в расчетно-пояснительной записке кинематическую схему главного (рычажного) механизма (без соблюдения масштаба). Определить число подвижных звеньев, число и класс кинематических пар p_i каждого класса i . По формуле Чебышева определить число степеней по-

движности.

2.1.2. Построить структурную схему механизма и выделить структурные группы (группы Ассура). Указать для каждой группы Ассура ее класс, порядок и номер в порядке образования механизма.

2.2. Кинематический анализ главного механизма

2.2.1. Определить масштаб длин, м/мм .

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{(OA)},$$

где l_{OA} – истинная длина кривошипа, м; (OA) – отрезок, изображающий кривошип на кинематической схеме. Рекомендуется принимать отрезок (OA) на интервале 40–55 мм.

В соответствии с этим масштабом вычисляются все отрезки, необходимые для построения кинематической схемы.

2.2.2. Построить в масштабе μ_l кинематическую схему главного механизма в семи положениях с общей точкой O . Среди них должны быть два (0 и 4), соответствующие крайним положениям исполнительного звена 5.

Эти положения определяют угол $\varphi_{рх}$ рабочего хода и угол $\varphi_{хх}$ холостого хода механизма. Разделив угол $\varphi_{рх}$ на равные четыре части и $\varphi_{хх}$ – на три равные части, находим еще пять положений кривошипа (1, 2, 3, 5, 6), для которых строятся планы положений главного механизма.

Выбор масштаба, значения углов $\varphi_{рх}$ и $\varphi_{хх}$ указать в расчетно-пояснительной записке.

Кинематическую схему построить в верхнем левом углу листа 1.

2.2.3. Записать векторные уравнения для построения планов скоростей и ускорений всех структурных групп (групп Ассура).

2.2.4. Вычислить масштаб скорости и ускорения для построения планов скоростей и ускорений

$$\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_l; \quad \mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l,$$

где μ_v – масштаб скорости, м/(с · мм) ; μ_a – масштаб ускорения, м/(с² · мм);

ω_1 – угловая скорость кривошипа, с⁻¹.

При построении планов предлагается, что кривошип совершает равномерное вращение,

$$\omega = \frac{\pi n_1}{30} = \text{const},$$

где n_1 – частота вращения кривошипа, об/мин .

2.2.5. Построить планы скоростей и ускорений. Планы скоростей строятся для всех положений. Планы ускорений строятся для двух положений: одно положение участка рабочего хода, второе – участка холостого хода. Положения для построения планов ускорений задаются преподавателем. Построение планов скоростей и ускорений для всех заданных положений выполнить на листе 1.

Полнос плана скоростей обозначить через p_i , а полюс плана ускорений – через π_i , где i – номер положения, для которых строится план.

На всех планах скоростей и ускорений, используя теорему о подобии, нанести точки S_i и тем самым определить скорости и ускорения точек S_i , где S_i – центр масс i -го звена. Положение точек указано в задании. Отрезки, необходимые для построения планов, вычисляются и записываются в пояснительной записке.

2.2.6. С помощью планов скоростей и ускорений определить угловые скорости и угловые ускорения звеньев для заданных положений и на кинематических схемах показать их направления.

2.2.7. По результатам кинематического анализа построить графики перемещения и скорости исполнительного звена, а также график угловой скорости того звена, которое указано в задании. Графики строятся в функции угла поворота кривошипа на интервале полного оборота.

Эти графики изобразить в правой стороне листа 1. Рекомендуется по оси абсцисс принять масштаб для угла $\mu_{\varphi_1} = 2$ град/мм .

Масштабы величин, откладываемых по оси ординат, выбираются из соображения наглядности графиков и указываются возле соответствующих координатных осей.

Допускается совмещение графиков по оси абсцисс φ_1 .

2.2.8. Все пояснения, относящиеся к кинематическому анализу, привести в расчетно-пояснительной записке.

2.3. Анализ и синтез зубчатого механизма

2.3.1. Нарисовать в расчетно-пояснительной записке кинематическую схему зубчатой передачи, указанной в задании.

2.3.2. Определить общее передаточное отношение зубчатой передачи. Определить неизвестное число зубьев одного из зубчатых колес, исходя из условия обеспечения общего передаточного отношения,

$$i_{д1} = \frac{\omega_{д}}{\omega_1},$$

где $\omega_{д}$ и ω_1 – угловые скорости ротора электродвигателя и кривошипа, с^{-1} .

С этой целью предварительно определить передаточное отношение планетарной передачи, записать выражение для передаточного отношения рядовой трехзвенной передачи и учесть, что $i_{д1} = i_{\text{ряд}} \cdot i_{\text{пл}}$, где $i_{\text{ряд}}$ и $i_{\text{пл}}$ – передаточные отношения рядовой и планетарной передач.

Проверить выполнение условий соосности, сборки и соседства для планетарной передачи. Считать, что число блоков сателлитов (или сателлитов для однорядной передачи) равно трем ($k = 3$).

2.3.3. Произвести синтез зубчатого зацепления, образованного двумя зубчатыми колесами рядовой передачи. Установить значения основных геометрических параметров зацепления по данным, приведенным в задании, считая, что указанные зубчатые колеса являются прямозубыми эвольвентными цилиндрическими, нарезанными стандартным реечным инструментом. Для зубчатых колес с числом зубьев меньше 17 (коэффициент смещения рейки) определить как минимальный коэффициент, при котором отсутствует подрез. Для остальных зубчатых колес этот коэффициент принять равным нулю.

Произвести расчет геометрических элементов зацепления и на листе 3 вычертить картину зацепления, начертив основные, делительные, начальные окружности, окружности вершин и впадин, а также несколько зубьев.

Картину зацепления начертить в масштабе 10:1 или 8:1, т. е. при десятикратном или восьмикратном увеличении размеров.

На картине зацепления рекомендуется показать по три зуба каждого колеса в окрестности полюса зацепления. На линии зацепления показать активную линию зацепления. Построить на этом же листе графики коэффициентов удельного скольжения зубьев, отметив на этих графиках значения коэффициента относительного скольжения зубьев на границах активной линии зацепления.

2.3.4. Определить коэффициент перекрытия.

2.3.5. Все расчеты по разд. 2.3 привести в пояснительной записке.

2.4. Силовой расчет главного механизма

2.4.1. Определить реакции во всех кинематических парах механизма и уравнивающую силу (уравнивающий момент). Силовой расчет произвести для одного положения. Сначала выполнить силовой расчет без учета сил трения, а затем – с учетом сил трения. Все расчеты и пояснения провести в расчетно-пояснительной записке, а построение планов сил – на листе 2.

2.4.2. Определить силу полезного сопротивления, силы тяжести, силы и моменты сил инерции. Силы полезного сопротивления определить по графику их зависимости от положения исполнительного звена на фазе рабочего хода механизма, приведенного в задании.

Пренебречь массой звеньев, значения которых в задании не указаны. Следовательно, необходимо пренебречь силами тяжести, силами и моментами сил инерции этих звеньев. Считать, что центр масс ползуна, который образует шарнирное соединение с одним из звеньев механизма, совпадает с центром шарнира. Центр масс остальных звеньев обозначен буквой S с индексом, который соответствует номеру звена.

Силами, значения которых составляют менее 5 % от наибольшей в данном положении, пренебречь.

Все силы, которые используются в силовом расчете, показать на кинематических схемах (лист 2) с соблюдением их направлений. Там же показать и моменты пар сил.

2.4.3. Определить реакции в кинематических парах групп Ассура, рассмотрев вначале группу Ассура, вторую в порядке образования механизма, а затем – первую. Для построения планов сил данного положения механизма выбрать масштаб, сообразуясь с величиной наибольшей силы, и так, чтобы эта наибольшая сила на плане сил представляла отрезок порядка 100–200 мм. Планы сил построить на листе 2. Возле планов сил проставить масштаб сил $\mu_p, \text{Н/мм}$. Масштабы сил для групп Ассура могут различаться между собой.

2.4.4. Произвести силовой расчет начального (входного) звена.

Для тех заданий, где начальное звено связано с выходным зубчатым колесом зубчатой передачи, считать, что начальному звену со стороны зубчатой передачи передается уравнивающая сила $P_{ур}$, направленная

по одной из двух линий зацепления так, что момент, создаваемый этой силой, направлен противоположно моменту, создаваемому реакцией, приложенной к начальному звену 1 со стороны звена 2 главного механизма (прил. Ж).

Для остальных заданий считать, что начальное звено соединено с выходным звеном зубчатой передачи посредством муфты, которая передает на начальное звено пару сил, момент которой является уравнивающим моментом $M_{ур}$.

2.4.5. Произвести проверку правильности силового расчета. Проверка производится после выполнения силового расчета без учета сил трения по условию, которое вытекает из общей теоремы динамики. Условие для проверки состоит в том, что мощность, создаваемая уравнивающей силой или уравнивающим моментом, равна со знаком минус сумме мощностей всех сил и моментов сил, которые учитывались в силовом расчете групп Ассура (реакции в этом условии не учитываются). Обозначим через $P_{ур}^*$ и $M_{ур}^*$ значения уравнивающей силы или уравнивающего момента, найденного по условию проверки. Расчет считается правильным, если относительная погрешность вычислений, определяемая соответствующим выражением,

$$\Delta = \left| \frac{P_{ур} - P_{ур}^*}{P_{ур}^*} \right| \cdot 100 \%$$

или

$$\Delta = \left| \frac{M_{ур} - M_{ур}^*}{M_{ур}^*} \right| \cdot 100 \%,$$

не превосходит 5 %.

2.4.6. Определить мгновенный КПД механизма. Мгновенный КПД механизма определяется в положении, для которого выполнялся силовой расчет по формуле:

$$\eta_{г.м} = \frac{M_{ур}}{M_{ур}^{тр}} \cdot 100 \%$$

2.5. Выбор приводного асинхронного электродвигателя

2.5.1. Определить работу сил полезного сопротивления на интервале одного оборота главного вала (вала начального звена). Эта работа опреде-

ляется аналитически по графику сил полезного сопротивления в функции перемещения исполнительного звена 5, приведенному в каждом задании. Учтеть, что на холостом ходу главного механизма сила полезного сопротивления отсутствует.

2.5.2. Определить требуемую мощность приводного двигателя N , кВт,

$$N = \frac{A_{\text{пс}}}{T \eta_{\text{зп}} \eta_{\text{гл.м}} 1000},$$

где $A_{\text{пс}}$ – работа сил полезного сопротивления за один оборот главного вала, Н·м, T – время одного оборота главного вала, с; $\eta_{\text{зп}}$ – КПД зубчатой передачи (принять $\eta_{\text{зп}} = 0,9$); $\eta_{\text{гл.м}}$ – КПД главного механизма принять равным мгновенному КПД, рассчитанному для заданного положения.

2.5.3. По каталогу асинхронных электродвигателей или по техническим справочникам выбрать асинхронный электродвигатель, мощность которого $N_э$ и была бы близка к N , а синхронное число оборотов было близким к номинальному числу оборотов, указанному в задании.

Из паспортных данных электродвигателя выписать: индекс электродвигателя, мощность $N_э$, кВт, синхронное число оборотов n_c , об/мин, номинальное число оборотов n_n , об/мин, и момент инерции ротора электродвигателя I_p , кг · м².

2.6. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил

Исследовать движение машинного агрегата под действием заданных сил при его установившемся движении, т. е. определить зависимость $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$, где ω_1 – угловая скорость главного вала, с⁻¹; φ_1 – угол поворота этого вала, град.

2.6.1. Привести силы полезного сопротивления и силы тяжести звеньев к начальному звену. Приведенный момент $M_{\text{пр}}$ определить для каждого из семи положений механизма из условия, что мощность приведенного момента звена приведения равна мощности всех приводимых сил.

По найденным значениям $M_{\text{пр}}$ построить на листе 2 в правой его части график зависимости $M_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}(\varphi_1)$ на интервале одного оборота главного вала, указав возле координатных осей масштабы. Масштаб для оси

абсцисс μ_{φ_1} принимается таким же, как и для графиков, построенных в разделе кинематики, а масштаб $\mu_{M_{пр}}$, Н·м/мм, выбирается из соображений наглядности.

2.6.2. Привести массы звеньев главного механизма к звену приведения, т. е. определить приведенный момент инерции $I_{г.л.м.}^{пр}$ масс главного механизма для всех семи рассматриваемых положений. Момент инерции $I_{г.л.м.}^{пр}$ определяется по условию равенства кинетической энергии звена приведения кинетической энергии всех звеньев главного механизма. По полученным значениям построить $I_{г.л.м.}^{пр}$ на листе 2 в правой его части график зависимости $I_{г.л.м.}^{пр} = I_{г.л.м.}^{пр}(\varphi_1)$, указав возле координатных осей соответствующие масштабы $\mu_{I_{г.л.м.}^{пр}}$, кг·м²/мм, μ_{φ} , град/мм. Эти масштабы выбираются по тем же соображениям, что и для предыдущего графика (п. 2.6.1).

2.6.3. Привести массы звеньев зубчатой передачи и ротора электродвигателя к звену приведения, т.е. определить приведенный момент инерции масс зубчатой передачи $I_3^{пр}$ и ротора электродвигателя $I_p^{пр}$. Этот момент инерции $I^{пр}$ является постоянной величиной. Он определяется из условия, что кинетическая энергия звена приведения с моментом инерции $I^{пр}$ относительно оси вращения главного вала равна кинетической энергии всех звеньев зубчатой передачи и ротора электродвигателя. Момент инерции I_i , кг·м², каждого зубчатого i -го колеса относительно оси вращения определить по формуле

$$I_i = \frac{M_i \cdot r_i^2}{2},$$

где M_i – масса зубчатого колеса, кг; r_i – радиус делительной окружности зубчатого колеса, м.

Масса

$$M_i = \pi n^2 b \gamma,$$

где b – ширина зубчатого венца, принимаемая равной десяти модулям; γ –

удельная плотность стали, $\gamma = 7,8 \cdot 10^3$, кг/м³.

При расчете учесть, что планетарные передачи имеют три блока сателлита (три сателлита в однорядной планетарной передаче).

2.6.4. Определить закон движения главного вала при установившемся движении. Для определения искомой функции $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ рекомендуется воспользоваться методом, изложенным в [5].

При решении этой задачи учесть, что приведенный момент инерции масс машинного агрегата $I^{\text{пр}} = I_3^{\text{пр}} + I_p^{\text{пр}}$.

Вычисление угловой скорости ω_1 вести до тех пор, пока не будет достигнута периодичность ее изменения, которая проявляется в том, что угловые скорости, соответствующие одним и тем же положением при двух последовательных оборотах кривошипа, станут одинаковыми (с точностью до третьей значащей цифры). Результаты расчета привести в записке в виде таблицы. На листе 2, в правой его части, построить график зависимости $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ по тем значениям $0 \leq \varphi \leq 360^\circ$, которые соответствуют выявленному установившемуся движению, возле координатных осей указав масштабы μ_{ω_1} , 1/с·мм, μ_φ , град/мм, выбранные по тем же соображениям, что и в 2.6.1, 2.6.2.

На графике показать значения ω_{max} и ω_{min} , т. е. значения минимальной и максимальной угловых скоростей. Вычислить коэффициент неравномерности хода машинного агрегата.

2.7. Синтез кулачкового механизма

2.7.1. Вид кулачкового механизма, величины фазовых углов и закон изменения аналога ускорения (аналога углового ускорения) на фазе удаления ведомого звена приведены в задании. Закон обозначен номером, а его конкретный вид, соответствующий этому номеру, дан в прил. Б.

2.7.2. Заданную функцию $S' = S'(\varphi)$ проинтегрировать аналитически два раза и получить функции $S' = S'(\varphi)$, $S = S(\varphi)$.

Здесь

$S' = \frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ – аналог ускорения (аналог углового ускорения) ведомого звена;

$S' = \frac{dS}{d\varphi}$ – аналог скорости (аналог угловой скорости) ведомого звена;

$S = S(\varphi)$ – линейное перемещение (угловое перемещение) ведомого звена, отсчитываемое от положения в начале фазы удаления;

φ – угол поворота кулачка, отсчитываемый от начала фазы удаления.

По заданному ходу ведомого звена (размаху коромысла) определить максимальное значение a – аналога ускорения (аналога углового ускорения). При вычислении указанных величин углы φ и φ_y следует принимать в радианах.

2.7.3. Построить графики функций $S' = S'(\varphi)$, $S'' = S''(\varphi)$, $S = S(\varphi)$, соответствующие фазам удаления, дальнего выстоя и сближения. При построении графиков иметь в виду, что $\varphi_y = \varphi_c$, а кривая $S' = S'(\varphi)$ имеет ось симметрии относительно вертикальной оси, проходящей через точку

$$\varphi = \frac{\varphi_y + \varphi_{дв} + \varphi_c}{2}.$$

Выбрать масштаб

$$\mu_{\varphi \square} = \frac{\varphi_y + \varphi_{дв} + \varphi_c}{x},$$

где φ_y , $\varphi_{дв}$, φ_c – углы, отсчитываемые в градусах; x – длина отрезка, соответствующая трем фазам на графике. Принять x в пределах 120–180 мм.

При построении кинематических диаграмм для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, снабженным роликом, рекомендуется принять $\mu_{S'} = \mu_S$, а для кулачкового механизма с плоским толкателем $\mu_{S'} = \mu_S$, где μ_S , $\mu_{S'}$, $\mu_{S''}$ – масштабы величин S , S' и S'' .

2.7.4. Определить основные параметры кулачкового механизма. Для кулачкового механизма с толкателем, снабженным роликом, и основные параметры, задающие минимальное расстояние между осью кулачка и осью ролика, определить по условию $\delta \leq [\delta]$, где δ – угол давления на фазе удаления и сближения, а $[\delta]$ – допускаемый угол давления, приведенный в задании.

Для кулачкового механизма с плоским толкателем величину S_0 , являющуюся минимальным расстоянием между тарелкой толкателя и осью кулачка, определить по условию выпуклости профиля кулачка.

Графическое построение для выбора параметров выполнить на листе 4.

2.7.5. Пользуясь методом инверсии (обращения движения) построить центральной профиль кулачка для кулачкового механизма, имеющего ролик,

и рабочий профиль кулачка для механизма с плоским толкателем. При выборе масштаба построения пользоваться соображениями наглядности.

2.7.6. Для кулачкового механизма, имеющего ролик, выбрать радиус ролика по условиям:

$$r_p \leq 0,8\rho_{\min};$$

$$r_p \leq 0,4R_{\min},$$

где r_p – радиус ролика, мм; ρ_{\min} – минимальный радиус кривизны центрального профиля на выпуклой его части, мм; R_{\min} – минимальное расстояние от центра кулачка до центрального профиля, мм.

Радиус ролика принимается, как меньшее из двух значений, найденных с помощью неравенств.

Построить рабочий профиль кулачка как кривую, эквидистантную центральному профилю и удаленную от него на расстояние r_p .

2.8. Оформление расчетно-пояснительной записки и чертежей

2.8.1. Титульный лист оформляется в соответствии с прил. В. Расчетно-пояснительная записка излагается на одной стороне листа писчей бумаги формата А4 (210 × 297) ГОСТ 2.304–81, без формулировок теорем и определений. Расстояние между строками должно быть 8–12 мм. Страницы расчетно-пояснительной записки должны иметь поля: левое (для сшивания) – не менее 30 мм, правое – не менее 10 мм, верхнее – 15 мм, нижнее – 20 мм. Все страницы должны иметь сквозную нумерацию: первой страницей (номер не ставится) является титульный лист, второй – содержание и так далее. Номера страниц обозначаются арабскими цифрами в правом верхнем углу. Список источников информации и приложения включаются в сквозную нумерацию.

Уравнения и формулы записываются в общем виде, затем в них подставляются числовые значения и приводится конечный результат. Единицы размерностей величин указываются только при цифровом значении конечного результата.

Содержание расчетно-пояснительной записки рекомендуется разбивать на разделы, подразделы и пункты, обозначенные арабскими цифрами.

Материал в пояснительной записке располагается в такой последовательности: титульный лист (прил. В), содержание, основная часть, список источников информации.

Перечень разделов основной части пояснительной записки курсового проекта по теории механизмов и машин соответствует этапам выполнения курсового проекта (п. 1.2).

Все расчеты должны быть выполнены с использованием международной системы СИ.

2.8.2. Графическая часть курсового проекта состоит из четырех листов.

Лист 1. Кинематическое исследование главного механизма.

Лист 2. Силовой расчет главного механизма и определение закона движения машинного агрегата.

Лист 3. Трехзвенная эвольвентная зубчатая передача.

Лист 4. Синтез кулачкового механизма.

Каждый лист оформляется в соответствии с требованием ГОСТ 2.304 – 81. Образец штампа дан в прил. Д. Графические построения оформляются карандашом. На листе 1 и 4 с правой стороны резервируется полоса шириной 200 мм для построения графиков.

2.9. Защита проекта

Студент представляет курсовой проект на кафедру по частям или полностью, проходит собеседование с руководителем курсового проектирования.

Если проект по теории механизмов и машин удовлетворяет требованиям, предъявляемым к нему, то он допускается к защите. После защиты проекта знания студента оцениваются дифференциальной оценкой.

2.10.

Список литературы

Основная

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов / К. В. Фролов, С. А. Попов и др.; под ред. Фролова К. В. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Корняко А. С. и др. – К. : Высш. шк., 1970. – 333 с.
4. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. – М. : Высш. шк., 1986. – 332 с.
5. Методические указания к самостоятельной работе по проектированию и исследованию шарнирно-рычажных механизмов по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов машиностроительных специальностей дневного и вечернего обучения / А. А. Грунауэр, И. Д. Дол-

гих. – Х. : ХПИ, 1992. – 145 с.

6. Теория механизмов и машин (Системный подход): Учеб. пособие / А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. – К. : УМК ВО, 1992. – 384 с.

Дополнительная

7. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М. : Машиностроение, 1973. – 592 с.

8. Короткий довідник з курсу “Теорія механізмів і машин” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко. – Х. : НТУ «ХП», 2010. – 44 с.

9. Теория механизмов и машин. Методические указания к выполнению раздела курсового проекта «Исследование движения машинного агрегата» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения / Сост. Н. А. Ткачук, Г. А. Кротенко, Е. И. Зинченко. – Х. : НТУ «ХПИ», 2009. – 32 с.

10. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту «Синтез кулачкових механізмів» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. М. А. Ткачук, О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко та ін. – Х. : НТУ «ХП», 2010. – 24 с.

3. Пример выполнения курсового проекта

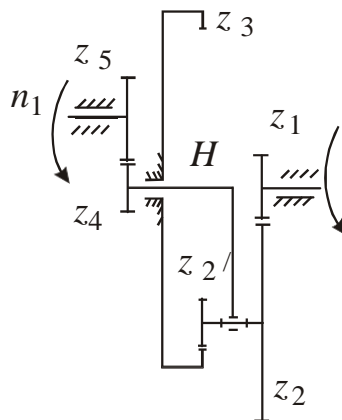
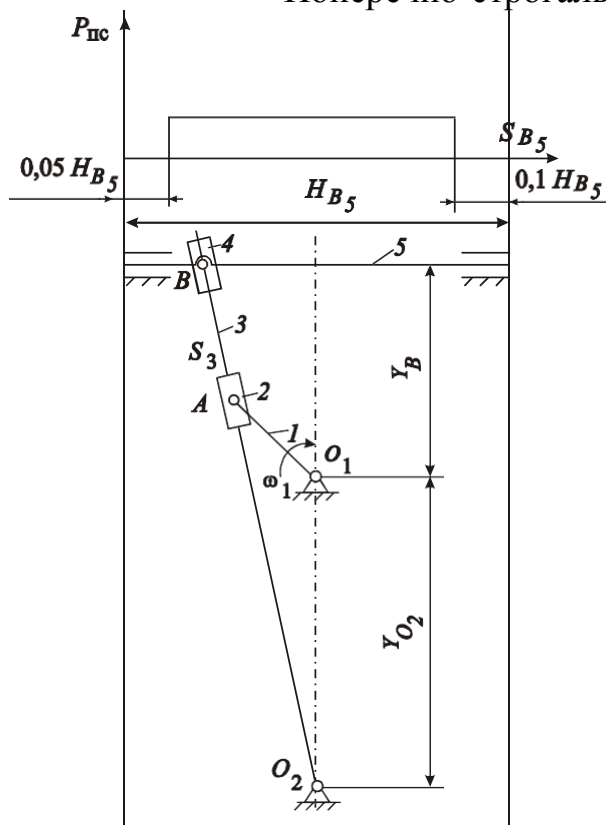
В качестве примера рассмотрен машинный агрегат поперечно-строгального станка.

Станок приводится в движение асинхронным электродвигателем. От электродвигателя движение через зубчатую передачу, включающую планетарный редуктор и пару зубчатых колес z_4 и z_5 , передается на начальное звено главного механизма станка. Главный механизм представляет собой плоский шарнирно-рычажный механизм. Станок имеет также кулачковый механизм, который позволяет выполнить смазку.

Курсовой проект предполагает кинематическое исследование и силовой расчет главного механизма, анализ планетарного редуктора, геометрический расчет зубчатой пары z_4 и z_5 , выбор электродвигателя, исследование неравномерности движения машины, а также синтез кулачкового механизма.

Задание

Поперечно-строгальный станок



$$l_{O_1A} = 0,083 \text{ м};$$

$$Y_{O_2} = 0,27 \text{ м};$$

$$l_{OS_5} = 0,4 \text{ м};$$

$$Y_B = 0,345 \text{ м};$$

$$n_1 = 60 \text{ об/мин};$$

$$n_D = 1450 \text{ об/мин};$$

$$m_2 = 4 \text{ кг};$$

$$m_3 = 35 \text{ кг};$$

$$m_4 = 4 \text{ кг};$$

$$m_5 = 200 \text{ кг};$$

$$P_{nc} = 3300 \text{ Н};$$

$$I_{S_2} = 0,02 \text{ кг м}^2;$$

$$I_{S_5} = 0,9 \text{ кг м}^2;$$

$$I_{S_4} = 0,02 \text{ кг м}^2;$$

$$z_1 = 18;$$

$$z_2 = 48;$$

$$z_2' = 24;$$

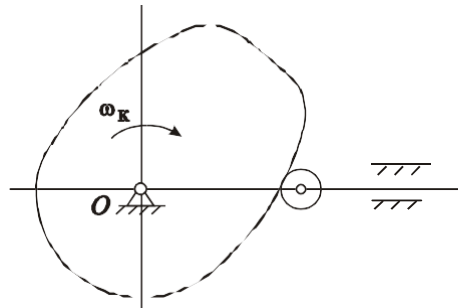
$$z_3 = 90;$$

$$z_4 = 10;$$

$$m = 5 \text{ мм};$$

$$b = 10 \text{ м} = 50 \text{ мм};$$

$$k = 3;$$



$$S'' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_y, \\ -a, & 0,5\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y; \end{cases}$$

$$\varphi_y = 60^\circ; \quad \varphi_c = 60^\circ;$$

$$\varphi_d = 20^\circ;$$

$$[\delta] \leq 30^\circ;$$

$$h_T = 0,04 \text{ м};$$

Рис. 1. Машинный агрегат поперечно-строгального станка $m_T = 2 \text{ кг}$.

3.1. Структурный анализ главного механизма

Главный механизм станка состоит из пяти подвижных звеньев ($n = 5$):

1 – кривошип; 2, 4, 5 – ползуны; 3 – кулиса.

Неподвижное звено: 0 – стойка.

Подвижное соединение звеньев осуществляется кинематическими парами пятого класса p_5 :

– вращательные по характеру относительного движения:

0 – 1 (т. O_1); 1 – 2 (т. $A_{1,2}$); 3 – 0 (т. O_2); 4 – 5 (т. $B_{4,5}$);

– поступательные по характеру относительного движения:

2 – 3 (т. A_3); 4 – 3 (т. B_3); 5 – 0 (т. B_0).

Степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 15 - 14 = 1.$$

Структурная схема механизма представлена на рис. 2:

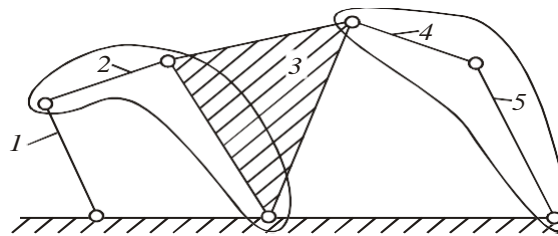


Рис. 2. Структурная схема механизма

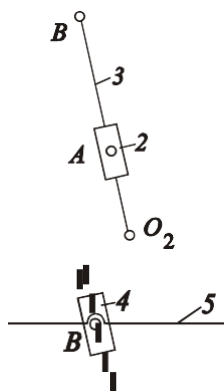


Рис. 3. Структурные группы механизма

Для проведения кинематического и силового расчета механизма выделим структурные группы. В порядке присоединения к ведущему звену 1 это будут следующие группы: звенья 2-3 - 1-я в порядке присоединения структурная группа (рис. 2), 2-ой класс, 2-ой порядок, 3-го вида;

звенья 4-5 - 2-я в порядке присоединения структурная группа

(рис. 2), 2-ой класс, 2-ой порядок, 4-го вида.

3.2. Кинематическое исследование главного механизма

Цель кинематического исследования – определить координаты, скорости и ускорения осей шарниров и центров масс звеньев, углы поворота, угловые скорости и ускорения звеньев для ряда положений начального звена.

3.2.1. Определение перемещений звеньев.

Поперечно-строгальный станок относится к группе технологических машин. Особенностью машин данного типа является то, что цикл их работы делится на два этапа: этап рабочего хода и этап холостого хода. Для

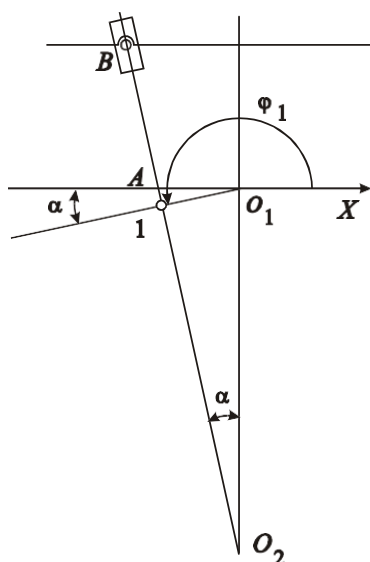


Рис. 4. Схема определения крайнего положения механизма

решения задачи анализа механизма определяем угол поворота кривошипа φ_1 , соответствующий рабочему $\varphi_{р.х.}$ и холостому ходу $\varphi_{х.х.}$, вычерчиваем крайние положения механизма. Для кулисного механизма крайнее 0-е положение механизма соответствующее началу рабочего хода определяется графически ($O_1A \perp O_2A$) или аналитически: кривошип (прямая O_1A) составляет 198° с осью X. Этот угол рассчитан следующим образом (рис.4):

$$\varphi_1 = 180^\circ + \alpha;$$

$$\sin \alpha = \frac{l_{O_2A}}{Y_{O_2}} = \frac{0,083}{0,27} = 0,307; \alpha = 17,9^\circ \approx 18^\circ.$$

Второе крайнее положение 4, соответствующее окончанию рабочего хода строится симметрично относительно оси Y. Таким образом, получаем:

$$\varphi_{р.х.} = 216^\circ; \quad \varphi_{х.х.} = 360 - 216 = 144^\circ.$$

При построении каждого следующего положения кривошип поворачивается на угол $\Delta \varphi_{р.х.}$ и $\Delta \varphi_{х.х.}$ от его предыдущего положения на этапе рабочего и холостого хода соответственно:

$$\Delta \varphi_{р.х.} = \frac{\varphi_{р.х.}}{4} = \frac{216}{4} = 54^\circ; \quad \Delta \varphi_{х.х.} = \frac{\varphi_{х.х.}}{3} = \frac{144}{3} = 48^\circ.$$

На листе 1 (прил. Ж) вычерчены планы положений механизма для 7 положений кривошипа. Для построения планов положений механизма выбран масштаб длин $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$. Вычисляем длины отрезков, изображающих звенья на чертеже:

$$\left| O_1 A \right| = \frac{l_{O_1 A}}{\mu_l} = \frac{0,083}{0,002} = 41,5 \text{ мм};$$

$$\left| y_{O_2} \right| = \frac{Y_{O_2}}{\mu_l} = \frac{0,27}{0,002} = 135 \text{ мм};$$

$$\left| y_B \right| = \frac{Y_B}{\mu_l} = \frac{0,345}{0,002} = 172,5 \text{ мм}.$$

$$\left| O_2 S_3 \right| = \frac{l_{O_2 S_3}}{\mu_l} = \frac{0,4}{0,002} = 200 \text{ мм}.$$

Используя построенные планы положений механизма на листе 1 (прил. Ж), построим график перемещения выходного звена 5 в зависимости от положения кривошипа $S_5(\varphi_1)$. Перемещения замеряются на планах положений механизма от первого до рассматриваемого и откладываются на графике по оси ординат. В данном примере эти отрезки на графике перемещений уменьшены в 2 раза, то есть $\mu_{B_5} = \mu_l = 0,004 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$, $\mu_{\varphi_1} = 2 \text{ град/мм}$.

3.2.2. Определение скоростей.

3.2.2.1. Определение линейных скоростей шарнирных точек механизма.

Записываем уравнения скоростей по группам Ассура.

Рассмотрим структурную группу 2-3. Общая точка – A . Точки присоединения: звено 2 присоединяется в точке $A_{1,2}$, звено 3 – в точке O_2 . Для звена 2 используем вторую теорему механики, которая свяжет скорость точки A_3 на направляющей и точки A_2 на ползуне (точка присоединения). Для звена 3 используем первую теорему механики, которая свяжет точку A_3 с точкой O_2 (точка присоединения, скорость которой известна $V_{O_2} = 0$).

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{3-2}; \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{A_3 O_2}. \end{array} \right.$$

Рассмотрим структурную группу 4-5. Общая точка $B_{4,5}$. Звено 4 образует поступательную пару со звеном 3, то есть для звена 4 точка присоединения – точка B_3 , скорость которой V_{B_3} может быть определена после

исследования группы 2-3, например, по правилу подобия.

Звено 5 образует поступательную пару со стойкой, то есть точка присоединения звена 5 – точка B_0 , скорость которой $V_{B_0} = 0$. Для записи уравнений скоростей точек звеньев 4 и 5 используем вторую теорему механики.

$$\begin{cases} \vec{V}_{B_4} = \vec{V}_{B_3} + \vec{V}_{4-3}; \\ \vec{V}_{B_5} = \vec{V}_{B_0} + \vec{V}_{5-0}. \end{cases}$$

Эти системы векторных уравнений решаем графически, построением плана скоростей (пучок векторов скоростей точек механизма).

Масштабный коэффициент плана скоростей выбираем по модулю вектора точки A на кривошипе ($V_{A_2} = \text{const}$).

$$V_{A_{1,2}} = \omega_1 l_{O_1A} = 6,28 \cdot 0,083 = 0,52 \text{ м/с},$$

где $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi 60 / 30 = 6,28 \text{ м/с}^{-1}$ – угловая скорость кривошипа.

Выбираем масштаб плана скоростей

$$\mu_V = V_{A_{1,2}} / pa_2 = 0,52 / 52 = 0,01 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм},$$

где $pa_2 = 52 \text{ мм}$ – отрезок плана скоростей, изображающий вектор $V_{A_{1,2}}$.

Точка p – полюс плана скоростей.

Для удобства построения плана скоростей сведения о векторах приведем в табл. 1.

Таблица 1 – Сведения о векторах для построения плана скоростей

Вектор	Модуль	Направление	Отрезок на плане скоростей
V_{A_2}	$\omega_1 l_{O_1A} = 0,52 \text{ м/с}$	$\perp O_1A$ в сторону ω_1	$pa_2 = 52 \text{ мм}$
V_{3-2}	неизвестен	\parallel звену 3 (O_2A)	–
V_{O_2}	0	–	–
$V_{AO_{3,2}}$	неизвестен	$\perp AO_2$	–
V_{B_3}	определяем по подобию $pb_3 = pa_3 \cdot O_2B / O_2A$		
V_{4-3}	неизвестен	\parallel звену 3 (O_2B)	–
V_{B_0}	0	–	–
V_{5-0}	неизвестен	\parallel оси X	–

На листе 1 строим планы скоростей для всех положений механизма. Результаты приведены в табл. 4.

Пример построения приведен на рис. 5.

3.2.2.2. Определение угловых скоростей звеньев.

$\omega_2 = \omega_3$, так как звено 2 образует поступательную пару со звеном 3.

$\omega_4 = \omega_3$, так как звено 4 также обра-

зует поступательную пару со звеном 3.

Угловую скорость ω_3 можем определить через соответствующую линейную скорость:

$$\omega_3 = \frac{V_{AO_2}}{r_{AO_2}} = \frac{(pa_3) \mu}{AO_2 \cdot \mu}$$

Рис. 5. Пример плана скоростей

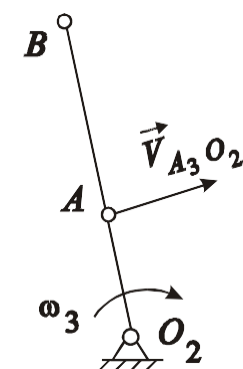


Рис. 6. Определение направления угловой скорости звена 3

Считаем значения ω_3 для всех положений и результаты приводим в табл. 3.

Чтобы узнать направление ω_3 необходимо вектор относительной скорости $V_{A_3 O_2}$ (pa_3 на плане скоростей) перенести мысленно в точку A и определить, в какую сторону этот вектор поворачивает точку A относительно точки O_2 . Направление ω_3 для 3-го положения приведено на рис. 6.

3.2.3. Определение ускорений

3.2.3.1. Определение линейных ускорений точек механизма.

Векторные уравнения ускорений имеют вид:

группа 2-3:

$$\begin{cases} \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{3-2}^{кор} + \vec{a}_{3-2}^{отн.}; \\ \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{A_3 O_2}^n + \vec{a}_{A_3 O_2}^{\tau}, \end{cases}$$

группа 4-5:

$$\begin{cases} \vec{a}_{B_4} = \vec{a}_{B_3} + \vec{a}_{4-3}^{кор} + \vec{a}_{4-3}^{отн.}; \\ \vec{a}_{B_5} = \vec{a}_{B_0} + \vec{a}_{5-0}^{кор} + \vec{a}_{5-0}^{отн.} \end{cases}$$

Ускорение точки A кривошипа:

$$a_{A_2} = \omega_1^2 \cdot l_{O_1 A} = (6,28)^2 \cdot 0,083 = 3,3 \text{ м/с}^2.$$

Так как векторные уравнения ускорений решаем графически, то есть построением планов ускорений, выбираем масштабный коэффициент пла-

нов ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_{A_2}}{\pi a_2} = \frac{3,3}{55} = 0,06 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}},$$

где $\pi a_2 = 55$ мм – отрезок плана ускорений, изображающий ускорение a_{A_2} .

Точка π – полюс плана ускорений. Сведения о векторах приводим в табл. 2.

Строим планы ускорений для двух положений: 3-го – рабочий ход и 6-го – холостой ход. Результаты приведены в табл.3. Пример построения приведен на рис. 7.

Таблица 2 – Сведения о векторах для построения плана ускорений

Вектор	Модуль	направление	Отрезок на плане уско- рений
1	2	3	4
группа Ассура 2-3			
a_{A_2}	$\omega_1 l_{O_1 A} \text{ м/с}$	от точки А к точке O_1	$\pi a_2 = 55 \text{ мм}$
$\vec{a}_{3-2}^{кор}$	$2V_{3-2} \cdot \omega_3$	V_{3-2} повернуть на 90° в сторону ω_3	$\frac{\vec{a}_{3-2}^{кор}}{\mu_a} = a_{\kappa_{3-2}}$
$\vec{a}_{3-2}^{отн}$	неизвестен	\parallel звену 3 ($O_2 A$)	-
a_{O_2}	0	-	-
$\vec{a}_{A O_{32}}^n$	$\omega_3^2 l_{3 A O_2}$	от точки А к точке O_2	$\frac{a_{A O_{32}}^n}{\mu_a} = \pi n$
$\vec{a}_{A O_{32}}^c$	неизвестен	\perp звену 3	_____ -
\vec{a}_{B_3}	определяем по подобию $\frac{\pi b_3}{\pi a_3} = \frac{O_2 B}{O_2 A}$		
группа Ассура 4-5			
$a_{4-3}^{кор}$	$2V_{4-3} \cdot \omega_3$	V_{4-3} повернуть на 90° в сторону ω_3	$\frac{a_{4-3}^{кор}}{\mu_a} = b_{\kappa_{34-3}}$
$\vec{a}_{4-3}^{отн}$	неизвестен	\parallel звену 3 ($O_2 B$)	-
a_{B_0}	0	-	-
$\vec{a}_{5-0}^{кор}$	$2V_{5-0} \cdot \omega_0 = 0$	-	-
$\vec{a}_{5-0}^{отн}$	неизвестен	\parallel оси X	-

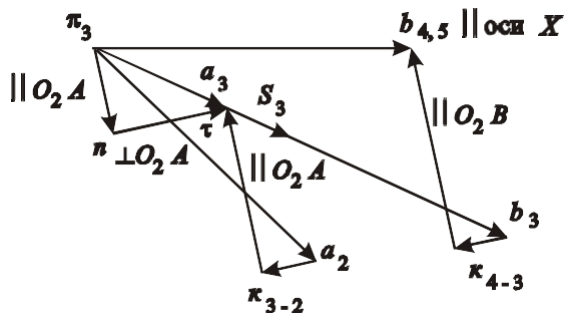


Рис. 7. Пример плана ускорений

2.3.2. Определение угловых ускорений звеньев (см. табл. 4).

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 .$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{AO_2}^\tau}{l_{AO_2}} = -\frac{(n\tau)\mu_a}{AO_2 \cdot \mu_l},$$

где $n\tau$ – отрезок плана ускорений, соответствующий вектору $\bar{a}_{AO_2}^\tau$.

Таблица 3 – Результаты расчета значений скоростей и ускорений точек и звеньев механизма

полож. парам.	0	1	2	3	4	5	6	7(0)
Отрезки на плане положений механизма								
O_2A , мм	120	162	177	162	120	93	93	120
O_2S_3 , мм	192							
Отрезки на планах скоростей								
pa_3 , мм	0	42	51	42	0	36	39	0
pb_3 , мм	0	48	66	80	80	70	56	11
$pb_{4,5}$, мм	0	49	67	84	84	73	60	11
pS_3 , мм	0	27	43	50	50	42	35	4
Значения скоростей точек и угловых скоростей звеньев								
V_{A_3} , м/с	0	0,42	0,51	0,42	0	0,36	0,39	0
V_{B_3} , м/с	0	0,81	0,9	0,81	0	1,2	1,32	0
$V_{B_{4,5}}$, м/с	0	0,84	0,9	0,84	0	1,23	1,35	0
V_{S_3} , м/с	0	0,5	0,55	0,5	0	0,74	0,81	0
$\omega_{2,3,4}$, 1/с	0	-1,3	-1,44	-1,3	0	1,94	2,1	0
Отрезки на планах ускорений								
πa_2 , мм				55			55	
$a_2\kappa_{3-2}$, мм				18			21	
πn , мм				9			15	
πa_3 , мм				24			57	
πa_3 , мм				27			60	
πb_3 , мм				48			201	
$b_3\kappa_{4-3}$, мм				9			21	

$\pi b_{4,5}$, мм				36			180	
πS_3 , мм				32			124	
Значения ускорений точек и угловых ускорений звеньев								
a_{A_3} , м/с ²				1,32			3,3	
a_{B_3} , м/с ²				2,88			2,16	
a_{B_5} , м/с ²				2,16			10,8	
a_{S_3} , м/с ²				1,56			6,8	
$\varepsilon_{2,3,4}$, 1/с ²				4,07			16,88	

Направление ε_3 определяется мысленным переносом вектора $\vec{a}_{A_3O_2}^\tau$ (вектор $\pi\tau$ с плана ускорений) в точку A на механизме в соответствующем положении. (Аналогично определяли направление ω_3).

На листе 1 (прил. Ж) построены графики по результатам кинематического анализа:

$V_{B_{4,5}}(\varphi_1)$ – скорость выходного звена (по отрезкам с планов скоростей $p_i b_5$, которые следует откладывать по оси ординат);

$\omega_3(\varphi_1)$ – угловая скорость звена 3 по результатам расчета.

3.3. Зубчатый механизм

3.3.1. Кинематическая схема зубчатой передачи

Кинематическая схема зубчатой передачи представлена на рис. 8.

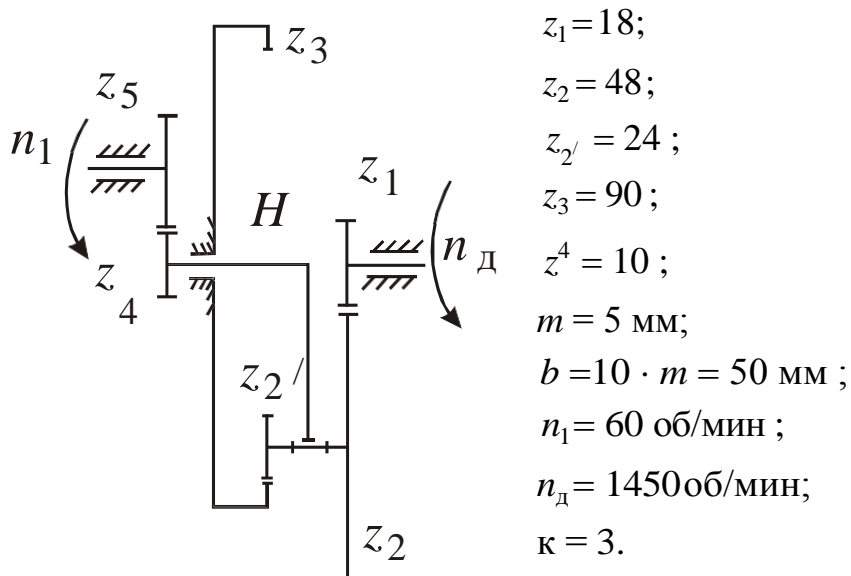


Рис. 8. Кинематическая схема зубчатой передачи

3.3.2. Определение общего пе-

передаточного отношения зубчатой передачи и числа зубьев z_5 [2].

Определяем общее передаточное отношение зубчатого механизма:

$$|i_{д1}| = \frac{\omega_{д}}{\omega_1} = \frac{151,76}{6,28} = 24,17 ;$$

где

$$\omega_{д} = \frac{\pi n_{д}}{30} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 151,76 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 60}{30} = 6,28 \text{ с}^{-1}.$$

Механизм состоит из последовательно соединенного планетарного механизма с передаточным отношением $\frac{\omega_{д}}{\omega_4} = i_{14}$ и трехзвенной передачи с неподвижными осями (i_{45}), рис. 8.

Общее передаточное отношение редуктора $|i_{д1}| = |i_{14}| \cdot |i_{45}|$,
где $|i_{14}|$ – передаточное отношение планетарного редуктора

$$|i_{14}| = 1 - i_{13} = 1 - \left(- \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} \right) = 1 + \frac{48 \cdot 90}{18 \cdot 24} = 11,$$

$$|i_{45}| = \left| \frac{z_5}{z_4} \right| = \frac{z_5}{10}; \quad |i_{д1}| = |i_{14}| \cdot \frac{z_5}{z_4} = 11 \cdot \frac{z_5}{10},$$

откуда

$$z_5 = \frac{z_4 \cdot |i_{д1}|}{|i_{14}|} = \frac{10 \cdot 24,17}{11} = 21,9 .$$

Принимаем $z_5 = 22$.

Проверим для планетарной передачи условия:

– соосности

$$m = (z_1 + z_2) = m(z_3 - z_{2'})$$

$$18 + 48 = 90 - 24;$$

$$66 = 66;$$

– соседства

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K} > z_2' + 2h_a^*,$$

где $k = 3$ – число блоков сателлитов ($k = 3$);

$h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба,

$$(18 + 48) \sin 60^\circ > 24 + 2;$$

$$57 > 26.$$

– сборки

$$\frac{z_3 \cdot z_2 + z_1 \cdot z_{2'}}{k \cdot L} = Q;$$

где Q – любое целое число, L – наибольший общий делитель чисел z_2 и $z_{2'}$.

$$z_2 = 48; \quad z_{2'} = 24; \quad L = 24.$$

$$\frac{48 \cdot 90 + 18 \cdot 24}{3 \cdot 24} = 66;$$

$Q = 66$ – целое число, следовательно условие сборки выполнено.

3.3.3. Геометрический расчет зубчатого зацепления.

Геометрический расчет зубчатого зацепления, состоящего из зубчатых колес, имеющих $z_4 = 10$, $z_5 = 22$, $m = 5$ мм.

Считаем, что зубчатые колеса – прямозубые эвольвентные цилиндрические, нарезанные стандартным реечным инструментом.

Определяем:

– коэффициенты смещения реечного инструмента из условия устранения подреза:

$$\text{для колеса } z_4 = 10 \quad x_4 = h_a^* \left(1 - \frac{z_4}{z_{\min}} \right) = 1 \cdot \left(1 - \frac{10}{17} \right) = 0,4117,$$

$$\text{для колеса } z_5 = 22 \quad x_5 = 0, \text{ так как } z_5 > (z_{\min} = 17), \quad h_a^* = 1;$$

– угол эксплуатационного зацепления α_w :

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha_0 + 2 \frac{x_4 + x_5}{z_4 + z_5} \text{tg} \alpha_0 = \text{inv} 20^\circ + 2 \frac{0,4117 + 0}{10 + 22} \text{tg} 20^\circ = 0,02427$$

по значению $\text{inv} \alpha_w = 0,02427$ найдем угол $\alpha_w = 23^\circ 25'$

(таблица инвалютов ($\text{inv} \alpha$) приведена в прил. Б);

– коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{z_4 + z_5}{2} \left(\left| \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} - 1 \right| \right) = \frac{10 + 22}{2} \left(\frac{0,939}{0,917} - 1 \right) = 0,384$$

– коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_4 + x_5 - y = 0,412 + 0 - 0,384 = 0,028;$$

– радиальный зазор:

$$c = c^* m = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \text{ мм},$$

($c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора);

– межосевое расстояние:

$$a_W = m \frac{z_4 + z_5}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = 5 \frac{10 + 22}{2} \cdot \frac{0,939}{0,917} = 81,92 \text{ мм};$$

– радиусы делительных окружностей:

$$r_4 = \frac{m z_4}{2} = \frac{5 \cdot 10}{2} = 25 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{m z_5}{2} = \frac{5 \cdot 22}{2} = 55 \text{ мм};$$

– радиусы основных окружностей:

$$r_{b_4} = \frac{m z_4}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 10}{2} \cos 20^\circ = \frac{5 \cdot 10}{2} \cdot 0,939 = 23,475 \text{ мм};$$

$$r_{b_5} = \frac{m z_5}{2} \cos \alpha_0 = \frac{5 \cdot 22}{2} \cos 20^\circ = \frac{5 \cdot 22}{2} \cdot 0,939 = 51,645 \text{ мм};$$

– радиусы начальных окружностей:

$$r_{W_4} = \frac{m z_4}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 10}{2} \cdot \frac{0,939}{0,917} = 25,6 \text{ мм};$$

$$r_{W_5} = \frac{m z_5}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_W} = \frac{5 \cdot 22}{2} \cdot \frac{0,939}{0,917} = 56,32 \text{ мм};$$

(проверка: $a_W = r_{W_4} + r_{W_5}$; $81,92 = 25,6 + 56,32 = 81,92 \text{ мм}$);

– радиусы окружностей вершин:

$$r_{a_4} = m \left(\frac{z_4}{2} + h^* + x - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{10}{2} + 1 + 0,412 - 0,028 \right) = 31,92 \text{ мм};$$

$$r_{a_5} = m \left(\frac{z_5}{2} + h^* + x - \Delta y \right) = 5 \left(\frac{22}{2} + 1 + 0 - 0,028 \right) = 59,86 \text{ мм};$$

– радиусы окружностей впадин:

$$r_{f_4} = m \left(\frac{z_4}{2} + x - h^* - c^* \right) = 5 \left(\frac{10}{2} + 0,412 - 1 - 0,25 \right) = 20,81 \text{ мм};$$

$$r_{f_5} = \left(z_5 \cdot m \left(\frac{1}{2} + x_5 - h_a - c \right) \right) = 5 \left(\frac{22}{2} + 0 - 1 - 0,25 \right) = 48,75 \text{ мм};$$

(проверка: $r_{a_4} + r_{f_5} + c = r_{a_5} + r_{f_4} + c = a_w$;

$31,92 + 48,75 + 1,25 = 59,86 + 20,81 + 1,25 = 81,92$);

– толщины зубьев по делительным окружностям:

$$S_4 = \frac{\pi m}{2} + 2x_4 m \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\pi 5}{2} + 2 \cdot 0,412 \cdot 5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 9,35 \text{ мм};$$

$$S_5 = \frac{\pi m}{2} + 2x_5 m \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\pi 5}{2} + 0 = 7,85 \text{ мм};$$

– шаг зацепления по делительной окружности:

$$P = \pi m = \pi \cdot 5 = 15,70 \text{ мм}.$$

3.3.4. Расчет коэффициента перекрытия.

Коэффициент перекрытия учитывает непрерывность и плавность зацепления в передаче.

Минимально допустимым значением является 1,05, которое обеспечивает непрерывность процесса зацепления с 5%-ным запасом [1].

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{r_{a_4}^2 - r_{b_4}^2} + \sqrt{r_{a_5}^2 - r_{b_5}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha_0} = \\ &= \frac{\sqrt{31,92^2 - 23,475^2} + \sqrt{59,86^2 - 51,645^2} - 81,92 \sin 23^\circ 25'}{\pi \cdot 5 \cos 20^\circ} = 1,31 > 1,05. \end{aligned}$$

На листе 3 в масштабе 10:1 построена картина зубчатого зацепления в соответствии с методикой, изложенной в [4, с. 49].

3.3.5. Расчет коэффициентов удельного скольжения зубьев.

Так как рабочие участки профилей зубьев перекатываются друг по другу со скольжением, то на этих участках возникают силы трения, что приводит к изнашиванию профилей. Характеристикой вредного влияния скольжения являются коэффициенты ϑ_1 и ϑ_2 удельного скольжения, которые можно рассчитать по формулам:

$$\vartheta_4 = 1 - \left| i_{54} \right| \frac{\rho_5}{\rho_4};$$

$$\vartheta_5 = 1 - \left| i_{45} \right| \frac{\rho_4}{\rho_5},$$

где

$$|i_{54}| = \frac{z_4}{z_5} = \frac{10}{22} = 0,45;$$

$$|i_{45}| = \frac{z_5}{z_4} = \frac{22}{10} = 2,2 .$$

$\rho_5 = l_{N_4 N_5} - \rho_4$; $l_{N_4 N_5}$ – длина теоретической части линии зацепления с основной окружностью r_{b_4} отсчитываемая в направлении к точке N_5 (можно использовать отрезки, на которые делили $N_4 N_5$ для построения эвольвенты).

Результаты расчета ϑ_4 и ϑ_5 приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Значения коэффициентов удельного скольжения ϑ_1 и ϑ_2

ρ_4	0	25	50	75	100 (p)	138	176	214	252	290	328
ϑ_4	$-\infty$	-4,8	-2,7	-0,53	0	0,4	0,51	0,69	0,90	0,98	1,0
ϑ_5	1	0,83	0,56	0,47	0	-0,79	-1,54	-2,27	-3,86	-6,81	$-\infty$

График функций ϑ_4 и ϑ_5 построен на листе 2 (прил. Ж) в масштабе $\mu_\vartheta = 0,05$ 1/мм.

3.4. Силовой расчет главного механизма

Задача силового расчета шарнирно-рычажного механизма – определение реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы, возникающей в зубчатой передаче $z_4 = z_5$.

Для положения 3 (рабочий ход) силовой расчет выполняется графоаналитическим методом [1, 2], сначала без учета сил трения, а затем с учетом сил трения.

3.4.1. Определяем величину силы полезного сопротивления $P_{\text{пс}}$.

В технологических машинах, оснащенных асинхронным электродвигателем, цикл работы машины делится на участок рабочего и участок холостого хода. Сила $P_{\text{пс}}$ действует на участке рабочего хода и ее значение $P_{\text{пс}} \neq 0$, а на участке холостого хода – $P_{\text{пс}} = 0$.

Определяем величину силы полезного сопротивления $P_{\text{пс}}$ в каждом положении кривошипа на участке рабочего хода. Для этого на листе 1 строим график зависимости $P_{\text{пс}}$ от перемещения звена 5. Масштабы

$\mu_{P_{\text{nc}}} = 200 \text{ Н/мм}$ и $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$ указаны на графике.

Таким образом, сила полезного сопротивления P_{nc} в положении 3 равна:

$P_{\text{nc}} = [P_m] \cdot \mu_{P_{\text{nc}}} = 16,5 \cdot 200 = 3300 \text{ Н}$, где $[P_m]$ – текущее значение ординаты графика $P_{\text{nc}}(S)$ (см. лист 1), мм.

В рассматриваемом проекте сила $P_{\text{nc}} = \text{const}$ и действует в положениях 1, 2 и 3 (см. планы положений и график $P_{\text{nc}}(S)$ лист 1).

Значение силы полезного сопротивления в зависимости от цикла работы для всех положений начального звена приведены в табл. 5.

Таблица 5 – Значения силы полезного сопротивления в зависимости от положения начального звена

Цикл работы	Рабочий ход					Холостой ход		
Полож.	0	1	2	3	4	5	6	7(0)
$P_{\text{nc}}, \text{Н}$	0	3300	3300	3300	0	0	0	0

Определяем силы веса, силы инерции и моменты пар сил инерции звеньев механизма в положении 3:

– силы тяжести

$$G_2 = m_2 g = 4 \cdot 9,81 = 39,24 \text{ Н}; \quad G_4 = m_4 g = 4 \cdot 9,81 = 39,24 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 g = 35 \cdot 9,81 = 343,35 \text{ Н}; \quad G_5 = m_5 g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ Н};$$

– силы инерции
 $P_{\text{и}2} = m_2 a_{A_2} = 4 \cdot 3,3 = 13,2 \text{ Н}$ – вектор $P_{\text{и}2}$ направлен против \vec{a}_{A_2} ,

приложен в центре масс звена 2 в точке A_2 ;

$$P_{\text{и}3} = m_3 a_{S_3} = 35 \cdot 1,56 = 54,6 \text{ Н} – \text{вектор } P_{\text{и}3} \text{ направлен против } \vec{a}_{S_3},$$

приложен в центре масс звена 3;

$$P_{\text{и}4} = m_4 a_{B_4} = 4 \cdot 2,16 = 8,64 \text{ Н} – \text{вектор } P_{\text{и}4} \text{ направлен против } \vec{a}_{B_4}, \text{ приложен}$$

в центре масс звена 4 в точке B_4 ;

$$P_{\text{и}5} = m_5 a_{B_5} = 200 \cdot 1,9 = 380 \text{ Н} – \text{вектор } P_{\text{и}5} \text{ , направлен против } \vec{a}_{B_5},$$

приложен в центре масс звена 5 в точке B_5 ;

– моменты пар сил инерции:

$$|M_{\text{и}2}| = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,02 \cdot 4,07 = 0,0814 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$|M_{и3}| = I_{S3} \cdot \varepsilon_3 = 0,9 \cdot 4,07 = 3,663 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$|M_{и4}| = I_{S4} \cdot \varepsilon_4 = 0,02 \cdot 4,07 = 0,0814 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Моменты $M_{иi}$ направляются против соответствующих угловых ускорений ε_i .

– сила производственного сопротивления $P_{пс} = 3300 \text{ Н}$.

Силами, которые меньше 5% от максимальной – пренебрегаем (максимальная сила – $P_{пс} = 3300 \text{ Н}$, то есть 5% от 3300 равно 165 Н). Это силы G_2 , G_4 , $P_{и2}$, $P_{и3}$, $P_{и4}$.

Направления всех сил и моментов пар сил инерции, а также точки их приложения показаны на листе 2.

3.4.2. Определение реакций в кинематических парах без учета сил трения.

Силовой расчет выполняется методом кинетостатики, для чего на основании принципа д'Аламбера к силам, действующим на звенья механизма, добавляем силы инерции. Полученная система сил удовлетворяет условиям равновесия.

Силовой расчет начинаем с последней в порядке присоединения к начальному звену группы Ассур, то есть группы звеньев 4-5 (см. лист 2).

3.4.2.1. Рассматриваем равновесие системы сил, приложенных к звеньям структурной группы 4-5. Силы и реакции в кинематических парах показываем на схеме нагружения группы (лист 2).

Считаем, что центр тяжести звена 5 находится в точке B и в этой точке приложена сила тяжести. На ползун 5 действуют силы $P_{пс}$, $P_{и3}$, G_5 , которые пересекаются в точке B , как это показано на листе 2.

Рассмотрим равновесие сил, приложенных ко всей группе, и используем условие равновесия $\sum F_i = 0$

$$\vec{R}_{50} + \vec{P}_{и5} + \vec{P}_{пс} + \vec{G}_5 + \vec{R}_{43} = 0$$

Решаем графически векторное уравнение путем построения плана сил и определяем реакции R_{50} и R_{43} (см. лист 2):

$$R_{43} = [R_{43}] \cdot \mu_p = 96 \cdot 30 = 2880 \text{ Н}; \quad [R_{43}] = 96 \text{ мм};$$

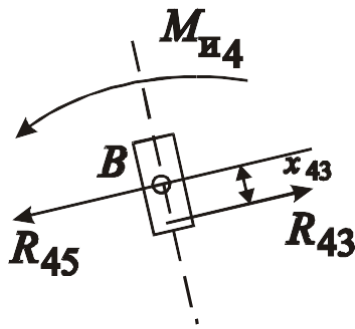


Рис. 9. Схема нагружения звена 4

$$R_{50} = [R_{50}] \cdot \mu_p = 90 \cdot 30 = 2700 \text{ Н};$$

$$[R_{50}] = 90 \text{ мм}.$$

где $\mu_p = 30 \text{ Н/мм}$ – масштаб плана сил; $[R_{50}]$ и $[R_{43}]$ – отрезки с плана сил, соответствующие векторам сил R_{50} и R_{43} .

На звено 4 действуют силы R_{43} , R_{45} и пара сил $M_{и4}$ (рис. 9). Так как силы R_{43} и R_{45} образуют пару сил,

$$\text{то } R_{45} = -R_{43} \text{ (} R_{54} = -R_{45} = R_{43} \text{)}.$$

Из условия равновесия $\sum M_B(F_i) = 0$ имеем $R_{43} \cdot x_{43} + M_{и4} = 0$, откуда

$$x_{43} = -\frac{M_{и4}}{R_{43}} = -\frac{0,0814}{2910} \cong 0, \text{ то есть линия действия реакции } R_{43} \text{ проходит через}$$

точку B. Из условия для звена 5: $\sum M_B(F_i) = 0$, получим: $x_{50} = 0$, то есть R_{50} тоже проходит через B.

3.4.2.2. Рассмотрим равновесие сил, приложенных к звеньям структурной группы 2-3. Силы показаны на схеме группы (лист 2).

Запишем условия равновесия всех сил в форме $\sum M_A(F_i) = 0$:

$$R_{30}^n(AO_2)\mu_l + R_{34}(AB)\mu_l + M_{и3} + M_{и2} + G_3 h_{G_4} \mu_l = 0.$$

Откуда

$$R_{30}^n = \frac{-R_{34}(AB)\mu_l - (M_{и3}) - M_{и2} - G_3 h_{G_4} \mu_l}{AO_2 \mu_l} =$$

$$= \frac{-2880 \cdot 135 \cdot 0,002 - 0,0814 - 3,663 - 343,35 \cdot 8 \cdot 0,002}{162 \cdot 0,002} = -2371,5 \text{ Н}.$$

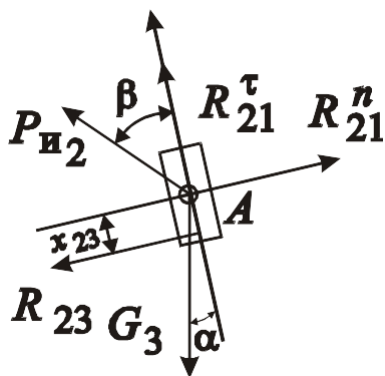


Рис. 10. Схема нагружения звена 2

Знак «-» говорит о том, что составляющая реакции R_{30}^n направлена в сторону, противоположную показанной на схеме (лист 2, прил. Ж).

Для определения внешней реакции R_{21}^tau рассмотрим равновесие сил, приложенных

к звену 2 (рис. 10). Из условия равновесия $\sum \text{Пр}_{O_2B}(F_{3B2}) = 0$ имеем:

$$R_{21}^{\tau} - G_2 \cos \alpha - P_{и_2} \cos \beta = 0.$$

Так как силами G_2 и $P_{и_2}$ пренебрегли, то $R_{21}^{\tau} = 0$. Из условия равновесия всех сил, действующих на группу ($\sum F_i = 0$):

$$\vec{R}_{30}^{\tau} + \vec{R}_{30}^n + \vec{R}_{34} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{21}^n = 0,$$

определяем реакции \vec{R}_{21}^n и \vec{R}_{30}^{τ} путем построения силового многоугольника (лист 2, прил. Ж). В результате имеем:

$$R_{21} = R_{21}^n = [R_{21}^n] \cdot \mu_p = 170 \cdot 30 = 5100 \text{ Н}; \quad R_{30}^{\tau} = [R_{30}^{\tau}] \cdot \mu_p = 10 \cdot 30 = 300 \text{ Н};$$

$$R_{30} = [R_{30}] \cdot \mu_p = 80 \cdot 30 = 2400 \text{ Н}; \quad R_{23} = R_{32} = R_{21} = 5100 \text{ Н}.$$

Из условия равновесия сил, приложенных к звену 2 (рис. 10), имеем $R_{23} = -R_{21}$.

Плечо x_{23} приложения реакции R_{23} находим также из условия равновесия моментов сил, приложенных к звену 2: $\sum M_A(F_i) = 0$:

$$R_{23} \cdot x_{23} + M_{и_2} = 0; \quad x_{23} = \frac{M_{и_2}}{R_{23}} = -\frac{0,0814}{5100} = -1,6 \cdot 10^{-5} \approx 0.$$

3.4.2.3. Силовой расчет начального звена (звена 1).

Начальное звено 1 крепится на одном валу с зубчатым колесом 5 ($z_5 = 22$, $m = 5$ мм) и получает движение от зубчатого колеса $z_4 = 10$. На листе 2 показаны начальные окружности этих колес. Уравновешивающая сила P_{yp} направлена по линии зацепления так, что ее момент относительно точки O_1 уравновешивает момент реакции R_{12} .

P_{yp} определяется из условия равновесия сил, приложенных к начальному звену ($\sum M_{O_1}(F_i) = 0$):

$$(P_{yp} h_{P_{yp}} - R_{12} h_{R_{12}}) \mu_l = 0,$$

откуда

$$P_{yp} = \frac{R_{12} h_{R_{12}}}{h_{P_{yp}}} = \frac{5100 \cdot 38}{26} = 7453,85 \text{ Н}.$$

$$M_{yp} = P_{yp} h_{P_{yp}} \mu_l = 7453,85 \cdot 26 \cdot 0,002 = 387,6 \text{ Н м}.$$

M_{yp} – уравновешивающий момент, действующий в приводе.

Реакция в шарнире O_1 , определяется из условия: $\sum F_i = 0$:

$$R_{12} + P_{yp} + R_{10} = 0.$$

Построением плана сил находим R_{10} : $R_{10} = [R_{10}] \cdot \mu_p = 139 \cdot 90 = 12510 \text{ Н}$.

$[R_{10}] = 139 \text{ мм}$ (отрезок на плане сил отображает величину реакции R_{10}).

3.4.2.4. Проверим правильность выполненного силового расчета в положении 3.

Для этого определим уравновешивающий момент M_{yp}^* действующий со стороны привода, используя общее уравнение динамики:

$$M_{yp}^* = \frac{1}{\omega_1} [G_5 V_{B_5} \cos(\hat{G_5 V_{B_5}}) + (P_{пс} - P_{ис}) \cdot V_{B_5} \cos(\hat{P_{пс} V_{B_5}}) + M_{и4} \omega_4 + M_{и3} \omega_3 + M_{и2} \omega_2 + G_3 V_{S_3} \cos(\hat{G_3 V_{S_3}})] = - \frac{1}{6,28} [(3300 - 432) \cos 180^\circ - 0,0814 \cdot 1,3 - 3,663 \cdot 1,3 - 0,0814 \cdot 1,3 + 343,35 \cdot 0,5 \cos 75^\circ] = 375,75 \text{ Нм}.$$

Здесь $\left(\hat{P_i V_i} \right)$ – угол между вектором силы и вектором скорости точки

приложения этой силы. Этот угол меряем на плане скоростей, перенося соответствующую силу в полюс плана скоростей.

Оценим погрешность силового расчета:

$$\Delta = \left| \frac{M_{yp}^* - M_{yp}}{M_{yp}^*} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{375,75 - 387,6}{375,75} \right| \cdot 100\% = 3,15\%.$$

$\Delta = 3,15\% < 5\%$ – следовательно, силовой расчет в положении 3 сделан правильно.

3.4.3. Силовой расчет в положении 3 с учетом сил трения.

По найденным выше реакциям определим силы трения в поступательных парах и моменты трения в шарнирах.

Силы трения:

$$|\vec{F}_{ij}^{tp}| = |R_{ij}| \cdot f,$$

где f – коэффициент трения в поступательных парах, примем $f = 0,1$; R_{ij} – реакции в поступательных парах, найденные выше.

В паре 5-0: $|\vec{F}_{5-0}| = |R_{50}| \cdot f = 2700 \cdot 0,1 = 270 \text{ Н}$.

Вектор F_{5-0} направлен в сторону, противоположную относительной скорости $V_{5-0} = V_{B_5}$ (см. лист 2).

В паре 4-3: $\vec{F}_{43}^{\text{тр}} = -\vec{F}_{34}^{\text{тр}}$;

$$|\vec{F}_{43}^{\text{тр}}| = |R_{43}| \cdot f = 2880 \cdot 0,1 = 288 \text{ Н.} - \text{направлен в противоположную}$$

сторону относительной скорости V_{4-3} .

В паре 2-3 (3-2): $\vec{F}_{2-3}^{\text{тр}} = -\vec{F}_{3-2}^{\text{тр}}$;

$$|\vec{F}_{2-3}^{\text{тр}}| = |R_{23}| \cdot f = 5100 \cdot 0,1 = 510 \text{ Н.}$$

Вектор $|\vec{F}_{2-3}^{\text{тр}}|$ приложен к звену 2 в сторону, противоположную относительной скорости V_{2-3} .

Моменты трения в шарнирах:

$$M_B^{\text{тр}} : M_{45}^{\text{тр}} = -M_{54}^{\text{тр}};$$

$$|M_{45}^{\text{тр}}| = |R_{45}| \cdot \rho = 2880 \cdot 0,002 = 5,76 \text{ Нм,}$$

где $\rho = 0,002 \text{ м}$ – радиус круга трения в шарнирах;

$$M_A^{\text{тр}} : M_{21}^{\text{тр}} = -M_{12}^{\text{тр}};$$

$$|M_{21}^{\text{тр}}| = |R_{21}| \cdot \rho = 5100 \cdot 0,002 = 10,2 \text{ Нм,}$$

$$M_{O_2}^{\text{тр}} : |M_{30}^{\text{тр}}| = |R_{30}| \cdot \rho = 2400 \cdot 0,002 = 4,8 \text{ Нм,}$$

$$|M_{10}^{\text{тр}}| = |R_{10}| \cdot \rho = 12510 \cdot 0,002 = 25,02 \text{ Нм.}$$

Моменты трения направляем в сторону, противоположную относительной угловой скорости рассматриваемого звена.

Например, в шарнире A (рис. 11):

$$\omega_1 = 6,82 \text{ 1/с; } \omega_2 = 1,3 \text{ 1/с.}$$

Применим метод инверсии. Остановим звено 1. Сообщим звеньям 1 и 2 угловую скорость $-\omega_1$. Тогда звено 1 остановится, а звено 2 имеет угловую скорость $\omega_2 - \omega_1 = 1,3 - 6,28 = -4,98 \text{ 1/с}$. Знак «-» говорит, что звено 2 в относительном движении вращается в проти-

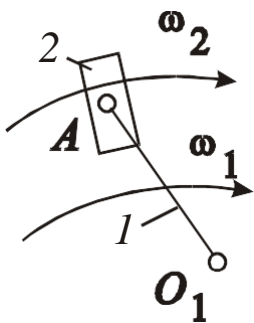


Рис. 11. Схема определения направления относительной скорости

в противоположную сторону ω_2 , то есть против часовой стрелки. Следовательно, $M_{21}^{тр}$ направляем по часовой стрелке (см. схему нагружения на листе 2). Звено 3 вращается в положении 3 по часовой стрелке, следовательно $M_{30}^{тр}$ направляем против часовой стрелки (лист 2).

Повторяем силовой расчет, учитывая найденные силы трения и момент сил трения.

3.4.3.1. Рассматриваем группу 4-5: $\sum F_i = 0$:

$$\bar{R}_{50}^{тр} + \bar{F}_{50}^{тр} + \bar{P}_{и5} + \bar{P}_{пс} + G_5 + \bar{F}_{43}^{тр} + \bar{R}_{43}^{тр} = 0.$$

Строим план сил в масштабе $\mu_p = 30$ Н/мм, из которого определяем:

$$R_{50}^{тр} = [R_{50}^{тр}] \cdot \mu_p = 80 \cdot 30 = 2400 \text{ Н};$$

$$R_{43}^{тр} = [R_{43}^{тр}] \cdot \mu_p = 103 \cdot 30 = 3090 \text{ Н}.$$

$$\sum_{i=43}^{43} F_i^{тр} = 0 \quad \vec{r}_{тр} + \vec{r}_{тр} + \vec{r}_{тр}$$

$$\text{Звено 4: } R_{43} + F_{43} + R_{45} = 0.$$

R_{45} определена на построенном плане сил (показана пунктиром,

лист 2) $R_{45}^{тр} = [R_{45}^{тр}] \cdot \mu_p = 102 \cdot 30 = 3060 \text{ Н}.$

Звено 5: $\sum M_B = 0$:

$$R_{50}^{тр} \cdot x_{R_{50}^{тр}} - M_{54}^{тр} = 0; \quad x_{R_{50}^{тр}} = \frac{M_{54}^{тр}}{R_{50}^{тр}} = \frac{5,76}{2400} = 0,0024 \text{ м}.$$

Звено 4: $\sum M_B = 0$:

$$R_{43}^{тр} \cdot x_{R_{43}^{тр}} + M_{и4} - M_{54}^{тр} = 0;$$

$$x_{R_{43}^{тр}} = \frac{M_{54}^{тр} - M_{и4}}{R_{43}^{тр}} = \frac{5,76 - 0,0814}{3090} = 0,0018 \text{ м}.$$

3.4.3.2. Рассмотрим группу 2-3

$$\sum M_A(F_i) = 0:$$

$$R_{30}^{тр} (AO)_2 \mu + R_{43}^{тр} (AB)_l \mu - M_{и3} + M_{30}^{тр} - M_{и2} - M_{21}^{тр} + G_{3G3l} h_3 \mu = 0.$$

Откуда

$$R_{30}^{тр} = \frac{-3090 \cdot 135 \cdot 0,002 + 0,0814 + 3,663 + 10,2 - 4,8 - 343,35 \cdot 8 \cdot 0,002}{162 \cdot 0,002} = -2529,8 \text{ Н}.$$

$$\begin{aligned} \text{Звено 2: } \sum \Pi_{O_2B} (F_{3B2}) &= 0: \\ R_{21}^{\tau \text{ TP}} - F_{23}^{\text{ TP}} &= 0; \quad \left| \vec{R}_{21}^{\tau \text{ TP}} \right| = \left| \vec{F}_{23}^{\text{ TP}} \right| = 570 \text{ Н}; \end{aligned}$$

для группы 2-3: $\sum F_i = 0$:

$$\vec{R}_{30}^{\tau \text{ TP}} + \vec{R}_{30}^{n \text{ TP}} + \vec{R}'_{34} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{21}^{\tau \text{ TP}} + \vec{R}_{21}^{n \text{ TP}} = 0.$$

Строим план сил в масштабе $\mu_p = 30 \text{ Н/мм}$, из которого определяем:

$$R_{21}^{n \text{ TP}} = \left[R_{21}^{n \text{ TP}} \right] \cdot \mu_p = 188 \cdot 30 = 5640 \text{ Н}; \quad R_{30}^{\tau \text{ TP}} = 40 \cdot 30 = 1200 \text{ Н}.$$

Из условия равновесия звена 2:

$$\vec{R}_{21}^{\tau \text{ TP}} + \vec{R}_{21}^{n \text{ TP}} + \vec{F}_{23}^{\text{ TP}} + \vec{R}_{23} = 0.$$

Отсюда $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{21}^{n \text{ TP}} = 5640 \text{ Н}.$

Полная реакция

$$\vec{R}_{21}^{\text{ TP}} = \vec{R}_{21}^{\tau \text{ TP}} + \vec{R}_{21}^{n \text{ TP}}; \quad R_{21}^{\text{ TP}} = 5640 \text{ Н}.$$

3.4.3.3. Силовой расчет начального звена с учетом сил трения.

$$\sum M_{O_1} (F_i) = 0:$$

$$- P_{\text{yp}}^{\text{ TP}} h_{\mu} + R_{21}^{\text{ TP}} h_{\mu} + M_{10}^{\text{ TP}} + M_{12}^{\text{ TP}} = 0,$$

откуда

$$P_{\text{yp}}^{\text{ TP}} = \frac{R_{12}^{\text{ TP}} h_{\mu} + M_{10}^{\text{ TP}} + M_{12}^{\text{ TP}}}{h_{\mu}} = \frac{5640 \cdot 45 \cdot 0,002 + 10,2 + 25,02}{26 \cdot 0,002} = 10519,77 \text{ Н}.$$

Уравновешивающий момент, действующий в приводе:

$$M_{\text{yp}}^{\text{ TP}} = P_{\text{yp}}^{\text{ TP}} h_{\mu} = 10519,77 \cdot 0,052 = 547,03 \text{ Н м}.$$

Реакция в шарнире O_1 : $\sum F_i = 0 : R_{12}^{\text{ TP}} + P_{\text{yp}}^{\text{ TP}} + R_{10}^{\text{ TP}} = 0.$

Строим план сил в масштабе $\mu_p = 100 \text{ Н/мм}$ и определяем $R_{10}^{\text{ TP}}$:

$$R_{10}^{\text{ TP}} = 162 \cdot 100 = 16020 \text{ Н}.$$

3.4.4. Определим мгновенный КПД механизма в положении 3.

$$\eta_{\text{гл.м}} = \frac{M_{\text{yp}}^{\text{ TP}}}{M_{\text{yp}}^{\text{ TP}}} \cdot 100\% = \frac{387,6}{547,03} \cdot 100\% = 71\%.$$

3.5. Выбор электродвигателя

3.5.1. Определяем работу сил полезного сопротивления.

Определяем работу сил полезного сопротивления $A_{\text{пс}}$ на интервале одного оборота главного вала (начального звена). Эта работа определяется как площадь S , ограниченная графиком $P_{\text{пс}}(S)$ и осью абсцисс, умноженная на масштабы $\mu_{P_{\text{пс}}}$ и μ_l :

$$S = 16,5 \cdot 170 = 2805 \text{ мм}^2, \quad A_{\text{пс}} = S \cdot \mu_{P_{\text{пс}}} \cdot \mu_l = 2805 \cdot 200 \cdot 0,002 = 1122 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3.5.2. Определяем требуемую мощность приводного электродвигателя.

$$N = \frac{1,3 \cdot A_{\text{пс}}}{T \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{гл.м}} \cdot 10^3} = \frac{1,3 \cdot 1122}{1 \cdot 0,9 \cdot 0,71 \cdot 10^3} = 2,28 \text{ кВт},$$

где T – время одного оборота главного вала, с; $T = \frac{60}{n_1} = \frac{60}{60} = 1$ с; $\eta_{\text{зп}}$ – КПД

зубчатой передачи (принимаем $\eta_{\text{зп}} = 0,9$); $\eta_{\text{гл.м}}$ – КПД главного механизма ($\eta_{\text{гл.м}} = 0,71$)

3.5.3. Выбор электродвигателя по каталогу.

По каталогу асинхронных электродвигателей выбираем электродвигатель 4A100S4У3 [3].

$N = 3$ кВт – мощность электродвигателя; $n_c = 1500$ об/мин – синхронное число оборотов; $n_n = 1435$ об/мин – номинальное число оборотов; $I_p = 0,00867 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент инерции ротора электродвигателя.

3.6. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил

Задачей исследования является определение истинной угловой скорости начального звена на установившемся режиме работы машины. Для исследования заменяем реальный механизм его одностепенной динамической моделью в виде диска, момент инерции которого равен приведенному моменту инерции, и который вращается с угловой скоростью начального звена под действием приведенного момента сил.

3.6.1. Определение приведенного момента сил.

Приведенные моменты сил тяжести и сил полезных сопротивлений рассчитываются для всех рассматриваемых положений механизма по формуле:

$$M^{\text{пр}} = \frac{1}{\omega} \left[P_{\text{пс}} V_{B_5} \cos \left(\hat{P}_{\text{пс}} V_{B_5} \right) + G_5 V_{B_5} \cos \left(\hat{G}_5 V_{B_5} \right) + G_4 V_{B_4} \cos \left(\hat{G}_4 V_{B_4} \right) + \right. \\ \left. + G_3 V_{S_3} \cos \left(\hat{G}_3 V_{S_3} \right) + G_2 V_{A_2} \cos \left(\hat{G}_2 V_{A_2} \right) \right].$$

Так как угол $\left(\hat{G}_5 V_{B_5} \right) = 90^\circ$, то $\cos \left(\hat{G}_5 V_{B_5} \right) = 0$, также $\cos \left(\hat{G}_4 V_{B_4} \right) = 0$.

Результаты приводим в табл. 6.

По результатам расчета на 4-м листе (прил. Ж) построен график

$$M^{\text{пр}} = M^{\text{пр}}(\varphi_1).$$

Таблица 6 – Результаты расчета приведенного момента сил $M^{\text{пр}}$

полож. парам.	0	1	2	3	4	5	6	7(0)
$\left \vec{P}_{\text{пс}} \right $, Н	0	3300	3300	3300	0	0	0	0
V_{B_5} , м/с	–	0,84	0,9	0,84	–	1,23	1,35	–
$\left(\hat{P}_{\text{пс}} V_{B_5} \right)$, град	–	180	180	180	–	–	–	–
$\cos \left(\hat{P}_{\text{пс}} V_{B_5} \right)$	–	–1	–1	–1	–	–	–	–
V_{S_3} , м/с	0	0,5	0,55	0,5	0	0,74	0,81	0
$\left(\hat{G}_3 V_{S_3} \right)$, град	–	106	90	74	–	102	79	–
$\cos \left(\hat{G}_3 V_{S_3} \right)$	–	–0,276	0	0,276	–	–0,208	0,191	–
$\left(\hat{G}_2 V_{A_2} \right)$, град	157	147	90	33	20	64	110	157
$\cos \left(\hat{G}_2 V_{A_2} \right)$	–0,92	0,839	0	0,839	0,94	0,439	–0,342	–0,92
$M^{\text{пр}}$, Нм	2,99	–451,9	–472,9	–431,1	3,05	–6,99	7,35	2,99

Углы между векторами сил и скоростей на планах скоростей.

3.6.2. Определение приведенного момента инерции.

Приведенный момент инерции I_{Π} определяем из условия равенства в каждый момент времени кинетической энергии модели кинетической энергии машинного агрегата.

Приведенный момент инерции рычажного механизма $I_{\text{ГЛ.М}}$ рассчитан по формуле:

$$I_{\text{ГЛ.М}}^{\text{пр}} = \frac{1}{\omega_1^2} \left(m_2 V_{A_2}^2 + I_{S_2} \omega_2^2 + m_3 V_{S_3}^2 + I_{S_3} \omega_3^2 + m_4 V_{S_4}^2 + I_{S_4} \omega_4^2 + m_5 V_{S_5}^2 \right), \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Таблица 7 – Результаты расчета приведенного момента инерции главного механизма

№ полож.	0	1	2	3	4	5	6	7(0)
$I_{\text{ГЛ.М}}^{\text{пр}}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	0,027	3,94	4,27	3,94	0,027	8,43	5,93	0,027

3.6.3. Суммарный приведенный момент инерции агрегата.

Суммарный приведенный момент инерции агрегата равен сумме трех слагаемых

$$I_{\Sigma}^{\text{пр}} = I_{\text{ГЛ.М}}^{\text{пр}} + I_{\text{р}}^{\text{пр}} + I_3^{\text{пр}}$$

где $I_{\text{р}}^{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции ротора электродвигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I_{\text{р}}^{\text{пр}} = I_{\text{р}} \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_1} \right)^2 = 0,008675 \left(\frac{1435}{60} \right)^2 = 4,96 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 = \text{const},$$

($I_{\text{р}}$ – осевой момент инерции ротора, взятый из каталога электродвигателя);

$I_3^{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции зубчатых колес редуктора и пары

$z_4 - z_5$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I_3^{\text{пр}} = \frac{1}{\omega_1^2} \left\{ I_{z_1} \omega_1^2 + k \left[(M_{z_2} + M_{z_2'}) \cdot V_c^2 + (I_{z_2} + I_{z_2'}) \cdot \omega_c^2 \right] + I_{z_4} \omega_4^2 \right\} + I_{z_5}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где I_{z_1} , I_{z_2} , $I_{z_2'}$, I_{z_4} , I_{z_5} – момент инерции зубчатых колес редуктора относительно своих осей, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; M_{z_2} , $M_{z_2'}$ – массы зубчатых колес z_2 , z_2' , кг ; V_c – скорость оси сателлитов, м/с ; ω_c – угловая скорость сателлитов, с^{-1} ; ω_d – угловая скорость вала двигателя, с^{-1} ; ω_{z_i} – угловая скорость i -го зубчатого колеса, с^{-1} ; k – число блоков сателлитов (принимаем $k = 3$).

Момент инерции зубчатых колес вычисляем по формуле

$$I_{z_i} = M_{z_i} \frac{r_{z_i}^2}{2},$$

где M_{z_i} – масса i -го зубчатого колеса равна

$$M_{z_i} = \pi r_i^2 b \gamma = \pi \cdot 0,05 \cdot 7,8 \cdot 10^3 r_i^2 = 1224,6 \cdot r_i^2, \text{ кг},$$

($b = 0,05$ м – ширина венца зубчатого колеса; $\gamma = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – удельный

вес стали), $r_{z_i} = \frac{m \cdot z_i}{2}$ – радиус делительной окружности ($m = 5$ мм):

$$\begin{aligned} r_{z_1} &= \frac{5 \cdot 18}{2} \cdot 10^{-3} = 0,045 \text{ м}; & M_{z_1} &= 2,48 \text{ кг}; & I_{z_1} &= 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ r_{z_2} &= \frac{5 \cdot 48}{2} \cdot 10^{-3} = 0,12 \text{ м}; & M_{z_2} &= 17,63 \text{ кг}; & I_{z_2} &= 1,269 \cdot 10^{-1} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ r_{z_{2'}} &= \frac{5 \cdot 24}{2} \cdot 10^{-3} = 0,06 \text{ м}; & M_{z_{2'}} &= 4,41 \text{ кг}; & I_{z_{2'}} &= 7,938 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ r_{z_4} &= \frac{5 \cdot 10}{2} \cdot 10^{-3} = 0,025 \text{ м}; & M_{z_4} &= 0,76 \text{ кг}; & I_{z_4} &= 2,375 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ r_{z_5} &= \frac{5 \cdot 22}{2} \cdot 10^{-3} = 0,055 \text{ м}; & M_{z_5} &= 3,7 \text{ кг}; & I_{z_5} &= 5,596 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Скорость оси сателлита

$$V_c = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \omega_{z_4} = \frac{5 \cdot 10^{-3}(18 + 48)}{2} \cdot 13,81 = 2,28 \text{ м/с};$$

где $\omega_{z_4} = \omega_{z_5} \frac{z_5}{z_4} = 6,28 \frac{22}{10} = 13,81 \text{ с}^{-1}$.

Угловая скорость блока сателлитов ω_c определена с использованием метода инверсии:

$$\frac{\omega_c - \omega_{z_4}}{\omega_{z_1} - \omega_{z_4}} = -\frac{z_4}{z_2}; \quad \frac{\omega_c - 13,81}{150,2 - 13,81} = -\frac{18}{48};$$

где $\omega_{z_1} = \omega_d = \frac{\pi \cdot 1435}{30} = 150,2 \text{ с}^{-1}$, откуда $\omega_c = -51,14 + 13,81 = -37,33 \text{ с}^{-1}$.

$$\begin{aligned} I_{z_3}^{\text{пр}} &= \frac{1}{6,28^2} \left\{ 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 150,2^2 + 3[(17,63 + 4,41) \cdot 2,28^2 + \right. \\ &\quad \left. + (1,269 \cdot 10^{-1} + 7,938 \cdot 10^{-3}) \cdot 37,33^2] + \right. \\ &\quad \left. + 2,375 \cdot 10^{-4} \cdot 13,81^2 \right\} + 5,596 \cdot 10^{-3} = 24,445 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 = \text{const}. \end{aligned}$$

Суммарный $I_{\Sigma}^{\text{пр}}$ заносим в табл. 9 с шагом по углу поворота начального звена $\Delta\varphi_1 \cong 16,4^\circ$ для 22 положений.

По результатам расчета на листе 4 (прил. Ж) построен график $I_{\Sigma}^{\text{пр}}(\varphi)$.

3.6.4. Исследование установившегося движения.

Предполагаем, что приведенный момент двигателя $M_{\text{д}}^{\text{пр}}$ на рабочем участке механической характеристики электродвигателя можно описать параболой $M_{\text{д}}^{\text{пр}} = A - B\omega^2$ [2], где A и B – некоторые постоянные величины, которые определим по формулам:

$$A = \frac{M_{\text{н}}^{\text{пр}} \omega_{\text{с}}^2}{\omega_{\text{с}}^2 - \omega_{\text{н}}^2} = \frac{479 \cdot 6,54^2}{6,54^2 - 6,26^2} = \frac{479 \cdot 42,77}{42,77 - 39,19} = 5720;$$

$$B = \frac{M_{\text{н}}^{\text{пр}}}{\frac{\omega_{\text{с}}^2 - \omega_{\text{н}}^2}{2}} = \frac{479}{\frac{6,54^2 - 6,26^2}{2}} = \frac{479}{\frac{42,77 - 39,19}{2}} = 133,8$$

где $M_{\text{н}}^{\text{пр}} = 9549 \frac{N_{\text{э}}}{n_{\text{н}}} \left| i_{\text{д1}} \right| = 9549 \cdot \frac{3}{1435} \cdot 24 = 479$ – приведенный к звену 1 номинальный момент на роторе электродвигателя;

$\omega_{\text{с}} = \frac{\pi n_{\text{с}}}{30 \cdot i_{\text{д1}}} = \frac{\pi \cdot 1500}{30 \cdot 24} = 6,54 \frac{1}{\text{с}}$ – приведенная к звену 1 синхронная угловая

скорость электродвигателя;

$\omega_{\text{н}} = \frac{\pi n_{\text{н}}}{30 \cdot i_{\text{д1}}} = \frac{\pi \cdot 1435}{30 \cdot 24} = 6,26 \frac{1}{\text{с}}$ – приведенная к звену 1 номинальная угло-

вая скорость электродвигателя.

3.6.5. Определяем закон движения звена 1.

Определяем закон движения звена 1 $\omega_1 = \omega_1(\varphi)$, используя формулу:

$$\omega_{i+1} = \sqrt{\frac{(I_{\text{пi}} - B\Delta\varphi) \cdot \omega_i^2 + (M_{\text{прi}} + M_{\text{прi+1}} + 2A) \cdot \Delta\varphi}{I_{\text{пi+1}} + B\Delta\varphi}};$$

где $i = 1, 2, \dots, 22$ – индекс соответствует номеру положения кривошипа;

$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{22} = 0,2855$ – угловой шаг.

Задавшись $\omega_1 = 6,28 \text{ с}^{-1}$, последовательно ведем расчет для $i = 1, 2, \dots, 22$ на первом обороте кривошипа, а затем, приняв для начала нового обо-

рота $(\omega_1)_{II} = (\omega_{23})_I$, определяем ω_2 для второго оборота и т.д.

Расчет заканчиваем тогда, когда ω_i для какого-то оборота совпадает с ω_i при таком же i предыдущего оборота. Совокупность найденных ω_i между этими значениями двух последовательных оборотов кривошипа соответствует угловым скоростям начального звена при установившемся движении. Результаты расчетов представлены в табл. 8. Значения $I_{\Sigma_i}^{\text{пр}}$ и $M_i^{\text{пр}}$ взяты из табл. 7 и табл. 8, а также из графиков на листе 4.

Таблица 8 – Результаты расчета истинного закона движения начального звена

i п/п	$I_{\Sigma_i}^{\text{пр}}$	$M_i^{\text{пр}}$	$\omega_i(I)$	$\omega_i(II)$
1	29,43	2,99	6,28	6,64
2	30,41	- 135	6,48	6,43
3	31,81	- 240	6,36	6,36
4	32,61	- 345	6,33	6,33
5	33,21	- 450	6,26	
6	33,61	- 465	6,25	
7	33,80	- 470	6,26	
8	33,81	- 472	6,26	
9	33,80	- 470	6,26	
10	33,61	- 465	6,27	
11	33,41	- 450	6,28	
12	33,21	- 420	6,29	
13	32,41	- 300	6,37	
14	31,41	-165	6,45	
15	30,01	- 30	6,55	
16	32,21	6	6,43	
17	35,61	0	6,40	
18	37,61	- 6,99	6,45	
19	37,81	- 4,5	6,53	
20	36,81	4,5	6,58	
21	34,41	4	6,65	
22	31,81	3	6,65	

Искомые значения ω_1 выделены в табл. 8. По этим значениям построен график зависимости $\omega(\varphi_1)$ (лист 4, прил. Ж).

По табл. 9 определяем

$$\omega_{\min} = 6,25 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{\max} = 6,65 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{cp}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{6,65 + 6,25}{2} = 6,45 \text{ с}^{-1}.$$

Коэффициент неравномерности хода машины

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}} = \frac{6,65 - 6,25}{6,45} = 0,062.$$

3.7. Синтез кулачкового механизма

3.7.1. Определение закона движения толкателя.

По заданному аналогу ускорения определяем закон движения толкателя. Для этого, дважды аналитически проинтегрировав заданную функцию

$$S' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_y, \\ -a, & 0,5\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y, \end{cases}$$

получим функции $S'(\varphi)$ и $\Delta S(\varphi)$ [1, 2]. Для первого участка ($0 \leq \varphi \leq 0,5\varphi_y$)

имеем: $S'_I = a$;

$$S'_I = \int a d\varphi = a\varphi + C_1$$

Начальные условия: при $\varphi = 0 \rightarrow S'_I = 0$. Следовательно, $C_1 = 0$ и $S'_I = a\varphi$;

$$\Delta S_I = \int a\varphi d\varphi = \frac{a\varphi^2}{2} + C_2$$

При $\varphi = 0 \rightarrow \Delta S_I = 0$. Следовательно $C_2 = 0$ и $\Delta S_I = \frac{a\varphi^2}{2}$.

Для второго участка ($0,5\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y$) имеем: $S''_{II} = -a$,

$$S''_{II} = \int -a d\varphi = -a\varphi + C_3$$

При $\varphi = 0,5\varphi_y \rightarrow S''_{II} = S'_I \left(\frac{\varphi_y}{2} \right) = \frac{a\varphi_y}{2}$; $\frac{a\varphi_y}{2} = -\frac{a\varphi_y}{2} + C_3$.

Откуда $C_3 = a\varphi_y$ и $S''_{II} = -a\varphi + a\varphi_y$.

$$\Delta S_{II} = \int S''_{II} d\varphi = \int (-a\varphi + a\varphi_y) d\varphi = -\frac{a\varphi^2}{2} + a\varphi_y\varphi + C_4.$$

При $\varphi = 0,5\varphi_y \rightarrow \Delta S_{II} = \Delta S_I \left(\frac{\varphi_y}{2} \right) = \frac{a\varphi_y}{8}$;

$$\frac{a\varphi_y^2}{8} = \frac{a\varphi_y^2}{2} - \frac{a\varphi_y^2}{8} + C_4 \Rightarrow C_4 = \frac{-a\varphi_y^2}{4} \quad \text{и}$$

$$\Delta S_{II} = -\frac{a\varphi^2}{2} + a\varphi\varphi_y - \frac{a\varphi_y^2}{4} = a(\varphi_y\varphi - \frac{\varphi^2}{2} - \frac{\varphi_y^2}{4}).$$

Зная ход толкателя, определим параметр a : $\Delta S_{II_{\max}}(\varphi) = h$.

$$h = -\frac{a\varphi^2}{2} + a\varphi^2 - \frac{a\varphi_y^2}{4} = \frac{a\varphi^2}{4}, \quad \text{так как } \varphi = \frac{\pi \cdot 60}{180} = 1,046, \quad h = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$a = \frac{4h}{\varphi_y^2} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{1,046^2} = 146 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Таким образом, имеем

$$S'_I = 146 \cdot 10^{-3}; \quad S'_I = 146 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi; \quad \Delta S_I = 73 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi^2 \quad (0 \leq \varphi \leq 0,523);$$

$$S''_{II} = -146 \cdot 10^{-3}; \quad S''_{II} = (-73\varphi + 152,7) \cdot 10^{-3};$$

$$\Delta S_{II} = (-73\varphi^2 + 152,7\varphi - 40) \cdot 10^{-3} \quad (0,523 \leq \varphi \leq 1,046).$$

Подсчитанные значения S' , S'' и ΔS для нескольких значений φ_i , с шагом $\Delta\varphi = 10^\circ$, на интервале фазы удаления приведены в табл.9.

Таблица 9 – Значения функций S' , S'' и ΔS на интервале фазы удаления

$\varphi_k, ^\circ$	0	10	20	30	40	50	60
S' , м	$146 \cdot 10^{-3}$				$-146 \cdot 10^{-3}$		
S'' , м	0	$25,48 \cdot 10^{-3}$	$50,95 \cdot 10^{-3}$	$76,45 \cdot 10^{-3}$	$51,08 \cdot 10^{-3}$	$25,5 \cdot 10^{-3}$	0
ΔS , м	0	$2,22 \cdot 10^{-3}$	$8,89 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	$31,26 \cdot 10^{-3}$	$38 \cdot 10^{-3}$	$40 \cdot 10^{-3}$

3.7.2. На листе 4 приведены графики зависимостей $S' = S'(\varphi_k)$, $S'' = S''(\varphi_k)$, $\Delta S = \Delta S(\varphi_k)$.

Масштабные коэффициенты построения:

$$\mu_{S'} = \mu_{\Delta S} = 0,001 \text{ м/мм}; \quad \mu_{S''} = 0,002 \text{ м/мм}; \quad \mu = \frac{(\varphi_y + \varphi_{дв} + \varphi_c)}{\varphi_{\square} x} = \frac{140^\circ}{140};$$

$\mu_\varphi = 1$ град/мм, где $\varphi_d, \varphi_{дв}, \varphi_c$ – углы, отсчитываемые в градусах; x – длина, отрезка оси абсцисс графика соответствующая трем фазам движения.

3.7.3. Определяем основные параметры кулачкового механизма

Для кулачкового механизма с толкателем, снабженным роликом, основные параметры, (S_0 и e) определяем из условия $\delta < [\delta]$, где δ – угол

давления, $[\delta]$ – допускаемый угол давления ($[\delta] = 30^\circ$). Выбираем в допускаемой области (лист 4, прил. Ж) значения, соответствующие минимальным габаритам кулачка $S_0 = 110$ мм, $e = 0$.

Пользуясь методом инверсии (обращения движения), строим центровый профиль кулачка в масштабе $\mu_l = 0,001$ м/мм.

3.7.4. Радиус ролика.

Выбираем радиус ролика, удовлетворяющий одновременно двум условиям

$$r_p \leq 0,8\rho_{\min} = 40 \text{ мм}; \quad r_p \leq 0,4R_{\min} = 44 \text{ мм},$$

где r_p – радиус ролика; $\rho_{\min} = 50$ мм – минимальный радиус кривизны центрового профиля на выпуклой части ролика; $R_{\min} = 110$ мм – минимальный радиус-вектор центрового профиля кулачка.

Принимаем $r_p = 40$ мм.

Строим рабочий профиль кулачка, как кривую эквидистантную центровому профилю и удаленную от нее на расстояние $r_p = 40$ мм.

3.7.5. Расчет параметров замыкающей пружины.

Определяем жесткость замыкающей пружины и усилие предварительного сжатия из условия

$$Q_0 + C\Delta S \geq -1,3m_t a$$

где Q_0 – усилие предварительного сжатия пружины, Н; $m_t = 2$ кг – масса толкателя; C – жесткость пружины Н/м; ΔS – перемещение толкателя, м; $a = S' \cdot \omega_k^2$ – ускорение толкателя [2]; $\omega_k = \omega_1 = 6,28 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость кулачка; S' – аналог ускорения толкателя, м.

Для этого строим график $m_t a(\Delta S)$ – (лист 4), проводим из начала координат касательную к графику, а затем прямую, ей параллельную, на расстоянии $0,3m_t a_M$ ($a_M = S'_M \cdot \omega_k^2$ – ускорение толкателя, соответствующее точке касания M). Получим график для определения характеристик пружины.

Усилие предварительного сжатия пружины:

$$Q_0 = 0,3m_t S'_M \omega_k^2 = 0,3 \cdot 2 \cdot 146 \cdot 10^{-3} \cdot 6,28^2 = 3,45 \text{ Н}.$$

Жесткость пружины:

$$C = \frac{m_t a_M}{\Delta S_M} = \frac{m_t S'_M \omega_k^2}{\Delta S_M} = \frac{2 \cdot 146 \cdot 10^{-3} \cdot 6,28^2}{20 \cdot 10^{-3}} = 575,8 \text{ Н/м}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Задание 1

Долбежный станок

Главный механизм долбежного станка является рычажным механизмом, в состав которого входят подвижные звенья: кривошип 1, ползун 2, кулиса 3, шатун 4, ползун 5.

При вращении кривошипа 1 ползун 5 с закрепленным на нем резцом движется возвратно-поступательно: движение вниз – рабочий ход, вверх – холостой ход. Кривошип приводится во вращение от асинхронного электродвигателя через зубчатую передачу. Кулачок кулачкового механизма насоса от вала кривошипа посредством пары зубчатых колес с одинаковым числом зубьев приводится во вращательное движение.

Задание 2

Брикетировочный автомат

Начальное звено 1 (кривошип) рычажного механизма брикетировочного автомата с помощью ползуна 2 приводит в колебательное движение кулису 3. Кулиса 3 связана шатуном 4 с выходным звеном – ползуном 5, который содержит в себе штамп, формирующий брикет.

Механизм выталкивания брикета из формы представлен кулачковым механизмом с толкателем и роликом. Угловые скорости кривошипа и кулачка одинаковы.

Привод кривошипа 1 осуществляется от асинхронного электродвигателя через зубчатую передачу, состоящую из одной ступени зубчатых колес z_4 и z_5 с неподвижными осями и планетарного редуктора.

Задание 3

Вырубной пресс

Механизм состоит из начального звена – кривошипа 1, который посредством шатуна 2, коромысла 3 и шатуна 4 приводит в возвратно-поступательное движение вырубной ползун 5. При крайних положениях ползуна 5 оси кривошипа 1 и шатуна 2 совпадают. Рабочий ход осуществляется при движении ползуна 5 вниз.

Подача заготовки производится с помощью кулачкового механизма с коромыслом и роликом. Кривошип и кулачок жестко закреплены на одном валу, который приводится в движение от асинхронного электродвигателя через планетарный редуктор и зубчатую передачу с неподвижными осями колес (колеса z_4 , z_5).

Задание 4

Поперечно-строгальный станок

Главный механизм поперечно-строгального станка с верхней тягой состоит из начального звена 1 (кривошипа), с которым вращательной парой соединен ползун 2. Ползун 2 передает движение кулисе 3, приводя ее в колебательно-вращательное движение вокруг точки *D*. Кулиса 3 связана шатуном 4 с ползуном 5. Ползун 5 перемещает закрепленный на нем резец. Рабочий ход осуществляется при движении ползуна 5 справа налево. Кривошип приводится во вращение от асинхронного электродвигателя через зубчатую передачу. От вала механизма посредством зубчатого механизма приводится во вращение кулачок кулачкового механизма насоса.

Задание 5

Брикетировочный автомат

Главный механизм брикетировочного автомата представляет собой кривошипно-ползунный механизм с эксцентриситетом.

Вращательное движение начального звена 1 (кривошипа), связанного вращательной кинематической парой с шатуном 2, преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна 3. Ползун 3 содержит в себе штамп, формирующий брикет.

Рабочий ход совершается при движении ползуна 3 вниз, холостой ход – при движении ползуна 3 вверх.

Механизм выталкивания брикета из формы представлен кулачковым механизмом с толкателем и роликом. Угловые скорости кривошипа и кулачка одинаковы.

Привод кривошипа 1 осуществляется от асинхронного электродвигателя через зубчатую передачу, состоящую из одной ступени зубчатых колес z_4 и z_5 с неподвижными осями и планетарного редуктора.

Задание 6

Металлорежущий станок

Кулисно-синусный механизм металлорежущего станка состоит из начального звена 1 (кривошипа), с которым вращательной парой соединен ползун 2, приводящий в колебательно-вращательное движение кулису 3. Кулиса 3 соединена вращательной парой с ползуном 4. Ползун 4 соединен

Продолжение прил. А.

с ползуном 5 поступательной парой. При колебательных движениях кулисы 3 ползун 4 совершает возвратно-поступательное относительное движение перпендикулярно направляющий ползуна 5, одновременно приводя в возвратно-поступательное движение ползун 5. На ползуне 5 устанавливается резец. Рабочий ход осуществляется при движении ползуна 5 справа налево.

Кривошип приводится во вращение от асинхронного электродвигателя через зубчатую передачу. Передача состоит из двух ступеней: первая ступень – планетарный редуктор, вторая ступень представлена парой зубчатых колес z_4 и z_5 с неподвижными осями колес.

Задание 7

Поршневой насос

Насос приводится в действие асинхронным электродвигателем, вращательное движение от которого через планетарный одноступенчатый редуктор передается на коленчатый вал главного механизма насоса. Всасывание жидкости в цилиндр при ходе поршня вверх осуществляется через впускной клапан при атмосферном давлении жидкости (в расчетах принято $p_{\min} = 0$). Нагнетание жидкости в напорный трубопровод под давлением p_{\max} осуществляется при ходе поршня вниз через выпускной клапан. На рисунке в задаче приведена диаграмма общего усилия P , действующего на поршень насоса. Смазывание насоса осуществляется масляным насосом, главным механизмом которого является кулачковый механизм с роликовым толкателем.

Задание 8

Плунжерный насос

Привод насоса осуществляется от асинхронного электродвигателя через двухступенный планетарный редуктор и пару зубчатых колес, последнее из которых жестко соединенное с кривошипным валом 1 главного механизма насоса. Вращение кривошипа передается на шатун 2, который вынуждает коромысло 3 выполнять колебание вокруг оси. Шатун 4 передает движение плунжеру 5 гидравлического цилиндра. Рабочий процесс в цилиндре насоса, т.е. всасывание (движение плунжера слева направо) и нагнетание жидкости (движение плунжера справа налево), осуществляется за двойной ход плунжера, который происходит за один полный оборот кривошипа. На рисунке в задаче приведена диаграмма общего усилия, дей-

Продолжение прил. А.

ствующего на плунжер насоса. Смазывание механизмов насоса обеспечивается масляным насосом кулачкового типа. Кулачок приводит в поступательное движение толкатель с роликом.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

в таблицах исходных данных по заданиям курсового проектирования

l_{OA}, l_{BC}, l_{BD} и пр. – длины звеньев рычажного механизма;

x_O, y_O, x_{O_1} и пр. – координаты осей шарниров;

$l_{BS_2}, l_{AS_3}, l_{CS_5}$ и пр. – длины отрезков, определяющих положение центров масс S_2, S_3, S_5 звеньев и пр.;

H – ход ползуна (ведомого звена);

n_d – частота вращения двигателя;

n_1 – частота вращения начального звена – кривошипа;

m_2, m_3, m_4 и пр. – массы звеньев;

$I_{S_2}, I_{S_3}, I_{S_4}$ и пр. – центральные моменты инерции звеньев, относительно осей, перпендикулярных плоскости чертежа и проходящих через центры масс звеньев S_2, S_3, S_4 и пр.;

$z_1, z_2, z_{2'}$ и пр. – числа зубьев зубчатых колес;

m – модуль зубьев колес цилиндрической зубчатой передачи;

N – номер закона аналога ускорения толкателя (коромысла) по таблице законов изменения аналогов ускорения толкателя кулачкового механизма на фазе удаления (прил. Б);

h – ход толкателя кулачкового механизма;

$\Delta\psi_m$ – угловой ход (угол размаха) коромысла кулачкового механизма;

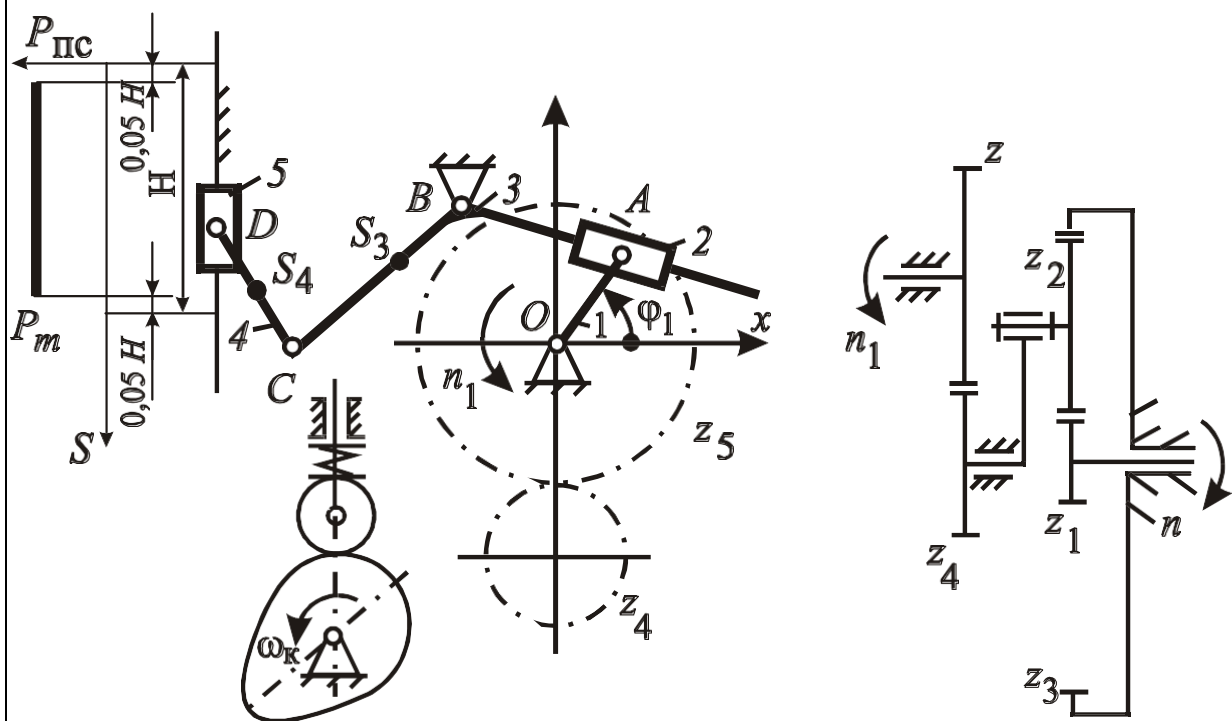
$\varphi_y, \varphi_c, \varphi_{дв}$ – фазовые углы поворота кулачка кулачкового механизма (фаза удаления, фаза сближения, фаза дальнего выстоя);

$[\delta]$ – значение допускаемого угла давления для кулачкового механизма;

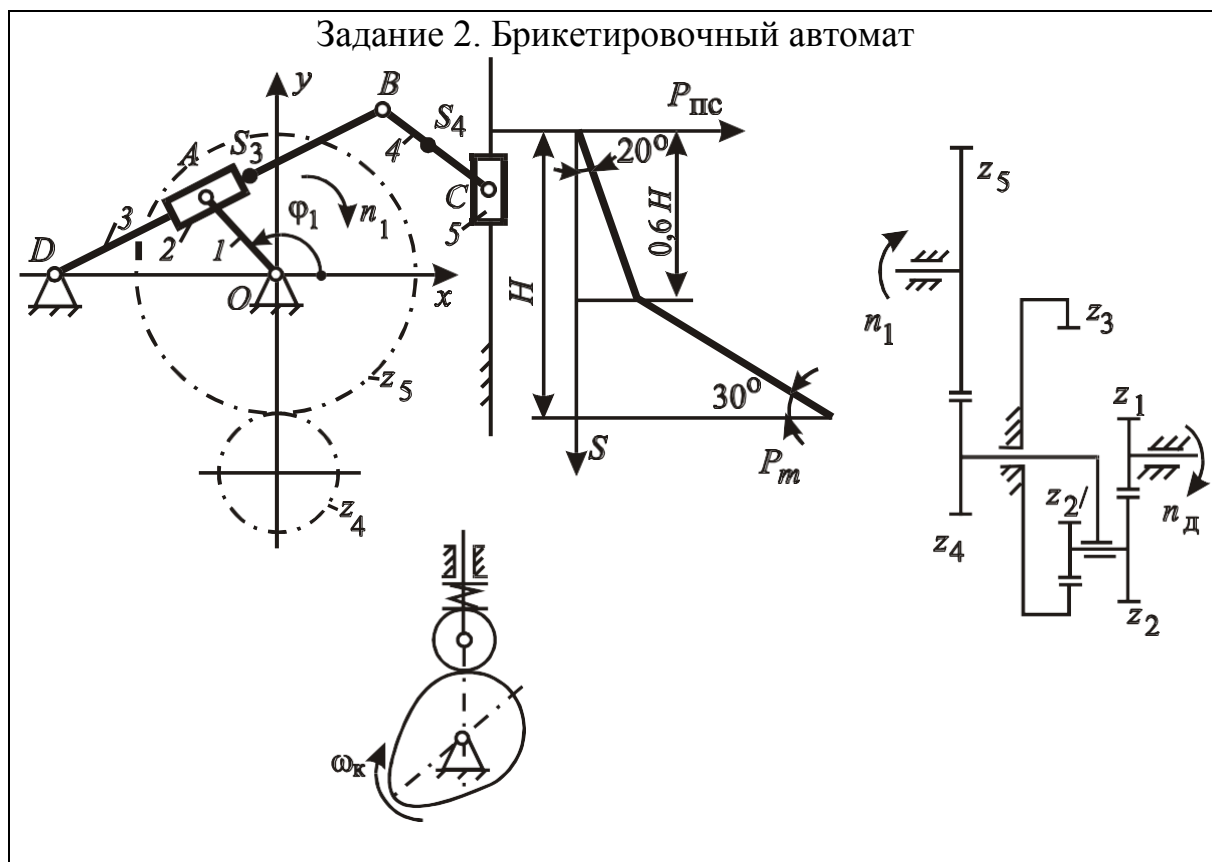
l_k – длина коромысла кулачкового механизма;

P_m – максимальная сила полезного сопротивления, действующая на выходное звено на рабочем ходу.

Задание 1. Долбежный станок



Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений						Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
n_d	об/мин	1450	1460	1430	1455	1455	1470	I_{S_2}	кг·м ²	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001
n_1	об/мин	130	140	120	140	125	150	I_{S_3}	кг·м ²	0.025	0.035	0.003	0.0032	0.003	0.003
l_{AO}	м	0.013	0.054	0.062	0.065	0.057	0.049	I_{S_4}	кг·м ²	0.004	0.003	0.004	0.004	0.002	0.002
l_{BC}	м	0.24	0.23	0.225	0.24	0.235	0.225	P_m	кН	10.7	10.5	20.5	12.0	20.0	18.0
l_{CD}	м	0.132	0.128	0.15	0.13	0.14	0.125	z_1	-	24	17	28	24	18	20
l_{CS_3}	м	0.08	0.08	0.075	0.08	0.075	0.075	z_2	-	36	25	35	30	27	25
l_{CS_4}	м	0.066	0.064	0.075	0.065	0.07	0.062	z_3	-	96	67	98	84	72	70
x_B	м	-0.134	-0.13	-0.176	-0.131	-0.132	-0.125	z_4	-	9	11	8	10	9	10
y_B	м	0.092	0.096	0.098	0.10	0.091	0.096	m	мм	4	4	4	4	4	4
x_D	м	-0.38	-0.38	-0.43	-0.40	-0.36	-0.38	N	-	4	1	3	2	1	3
$\angle ABC$	град	130	125	135	140	120	135	h	м	0.022	0.02	0.018	0.025	0.022	0.026
m_2	кг	4	4	4	4	4	4	φ_y	град	60	80	90	70	50	100
m_3	кг	30	40	35	40	35	35	φ_c	град	60	80	90	70	50	100
m_4	кг	4	4	4	4	4	4	$\varphi_{дв}$	град	40	40	50	50	40	50
m_5	кг	80	120	200	150	150	160	$[\delta]$	град	25	25	25	25	25	25

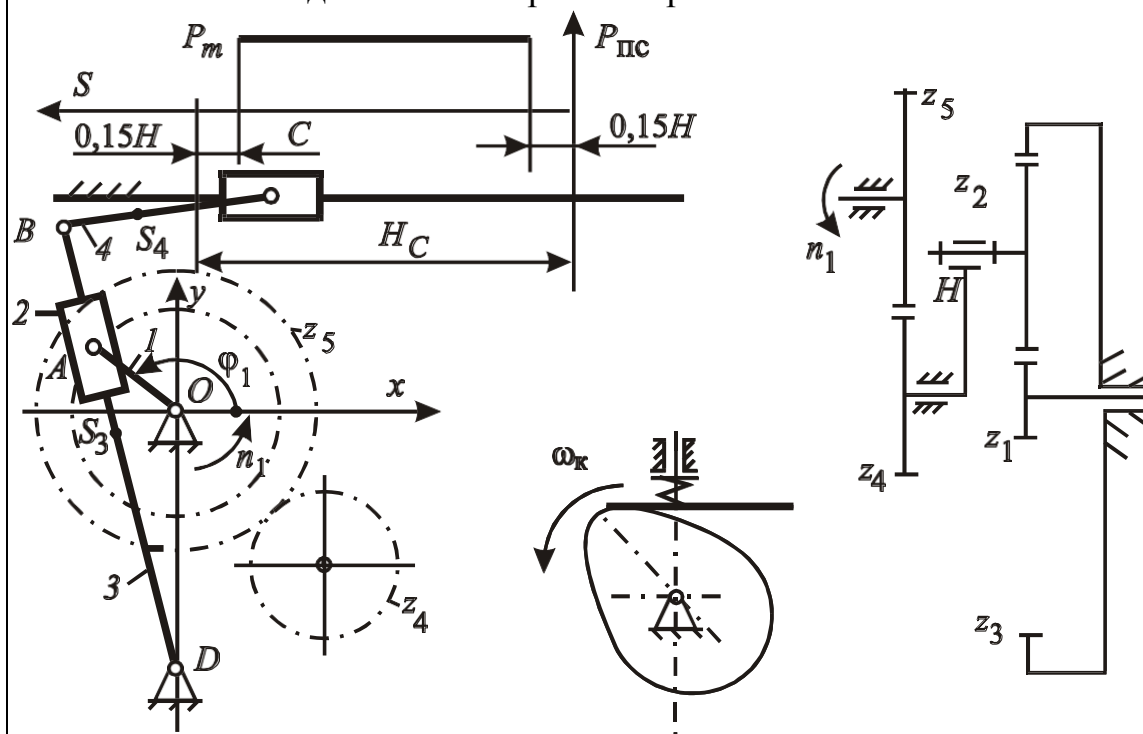


Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений						Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
n_d	об/мин	2870	2870	2870	2870	2870	2870	I_{S_3}	кг·м ²	0.04	0.038	0.04	0.042	0.04	0.04
n_1	об/мин	170	220	160	170	185	215	I_{S_4}	кг·м ²	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001
l_{OA}	м	0,075	0.10	0.11	0.13	0.10	0.05	P_m	кН	10.7	10.5	20.5	12.0	20.0	18.0
l_{BD}	м	0.375	0.440	0.52	0.56	0.45	0.37	z_1	-	42	24	18	18	33	18
l_{BC}	м	0.15	0.175	0.20	0.19	0.17	0.18	z_2	-	83	50	57	58	66	36
l_{BS_3}	м	0.20	0.22	0.26	0.28	0.225	0.185	z_2'	-	25	25	25	29	25	27
l_{BS_4}	м	0.075	0.10	0.10	0.095	0.085	0.090	z_3	-	150	99	100	105	124	81
y_D	м	0	0	0	0	0	0	z_4	-	13	12	13	13	12	9
x_D	м	-0.19	-0.25	-0.25	-0.3	-0.22	-0.16	m	мм	4	5	5	4	5	5
x_C	м	0.18	0.21	0.21	0.23	0.20	0.20	N	-	1	2	3	4	3	2
m_2	кг	4	4	4	4	4	4	h	м	0.025	0.025	0.025	0.03	0.03	0.03
m_3	кг	30	26	28	30	25	26	φ_y	град	40	50	75	75	60	40
m_4	кг	5	4	4	5	5	4	φ_c	град	40	50	75	75	60	40
m_5	кг	50	45	45	55	45	45	φ_d	град	20	20	15	15	15	30
I_{S_2}	кг·м ²	0.002	0.002	0.002	0.002	0.002	0.002	$[\delta]$	град	30	30	30	30	30	30

Задание 3. Вырубной пресс

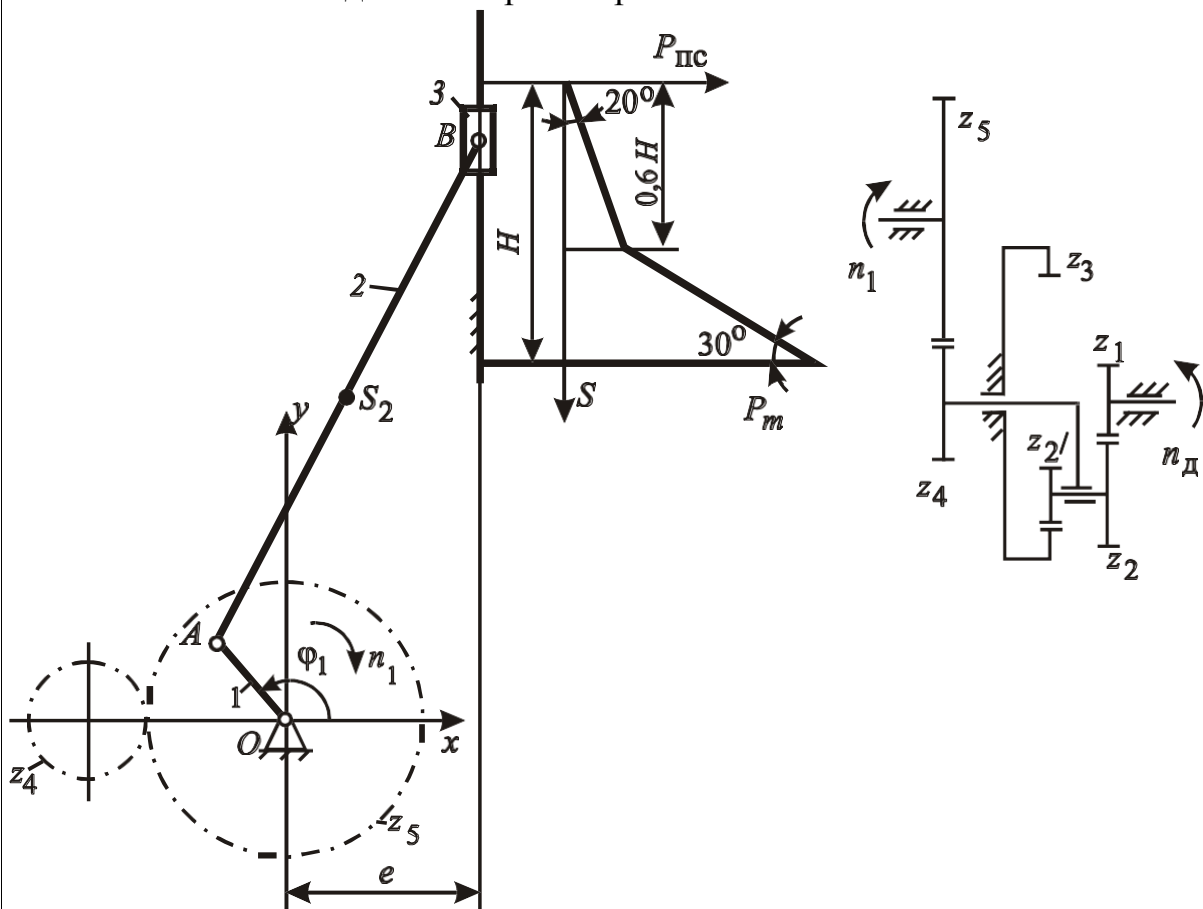
Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений						Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
n_d	об/мин	1450	1450	1450	1450	1450	1450	I_{S_3}	кг·м ²	0.005	0.004	0.005	0.005	0.005	0.005
n_1	об/мин	64	63	61	65	61	60	I_{S_4}	кг·м ²	0.005	0.004	0.005	0.006	0.006	0.006
l_{OA}	м	0.037	0.037	0.044	0.046	0.049	0.050	P_m	кН	4.2	4.6	4.6	4.2	4.6	5.0
l_{AB}	м	0.190	0.178	0.171	0.188	0.157	0.178	z_1	-	23	18	18	23	20	21
l_{BD}	м	0.17	0.165	0.175	0.18	0.185	0.19	z_2	-	52	48	48	52	61	50
l_{BC}	м	0.17	0.165	0.175	0.18	0.185	0.19	z_2'	-	21	21	21	21	31	22
x_D	м	-0.25	-0.24	-0.235	-0.25	-0.22	-0.24	z_3	-	96	87	87	96	112	93
y_D	м	0.172	0.146	0.161	0.149	0.155	0.172	z_4	-	11	12	13	13	13	12
x_C	м	-0.25	-0.24	-0.235	-0.25	-0.22	-0.24	m	мм	5	5	5	5	5	5
l_{AS_2}	м	0.063	0.05	0.05	0.06	0.04	0.05	N	-	1	3	4	2	3	4
l_{DS_3}	м	0.085	0.0825	0.0875	0.09	0.0925	0.095	h	м	0.025	0.025	0.025	0.03	0.03	0.03
l_{BS_4}	м	0.085	0.0825	0.0875	0.09	0.0925	0.095	ψ_m	град	20	22	21	17	18	20
m_2	кг	20	18	20	22	25	25	φ_y	град	75	60	70	65	50	60
m_3	кг	35	32	35	36	38	38	φ_c	град	75	60	70	65	50	60
m_4	кг	35	32	36	35	38	40	φ_d	град	0	15	10	5	15	20
m_5	кг	40	35	40	42	42	45	$[\delta]$	град	25	20	25	25	20	25
I_{S_2}	кг·м ²	0.002	0.002	0.002	0.002	0.002	0.002	I_{O_2}	кг·м ²	0.01	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01

Задание 4. Поперечно-строгальный станок



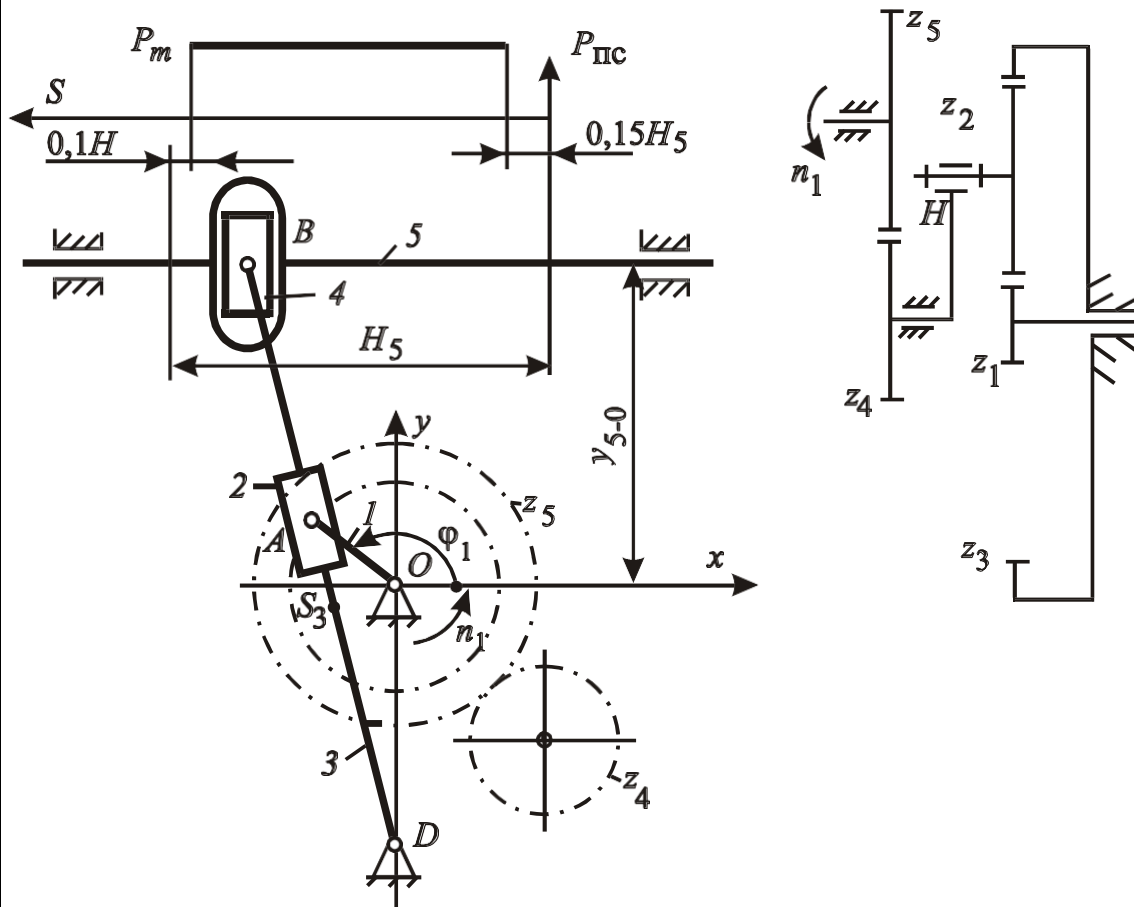
Параметр	Ед.изм.	Варианты числовых значений						Параметр	Ед.изм.	Варианты числовых значений					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
n_d	об/мин	980	980	980	980	980	980	I_{S_2}	кг · м ²	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01
n_1	об/мин	80	90	75	70	85	80	I_{S_3}	кг · м ²	0.29	0.38	0.61	0.48	0.42	0.34
I_{AO}	м	0.082	0.113	0.065	0.1	0.078	0.049	I_{S_4}	кг · м ²	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
l_{DB}	м	0.376	0.45	0.52	0.56	0.45	0.37	P_m	кН	12	14	13	11	14	12
l_{BC}	м	0.125	0.15	0.17	0.18	0.15	0.125	z_1	-	24	30	18	19	17	24
l_{DS_3}	м	0.188	0.225	0.26	0.28	0.225	0.185	z_2	-	96	120	72	77	67	96
l_{BS_4}	м	0.06	0.07	0.08	0.09	0.075	0.06	z_3	-	96	87	87	96	112	93
x_D	м	0	0	0	0	0	0	z_4	-	9	11	8	9	9	9
y_D	м	-0.19	-0.25	-0.25	-0.3	-0.22	-0.16	N	-	4	3	1	2	2	1
y_C	м	0.17	0.18	0.26	0.24	0.22	0.20	h	м	0.02	0.022	0.025	0.018	0.02	0.025
m_2	кг	4	4.5	5.0	3.5	2.0	2.0	φ_y	град	40	80	130	80	90	120
m_3	кг	25	35	40	40	25	30	φ_c	град	40	80	130	80	90	120
m_4	кг	4	4	4	4	4	3	φ_d	град	65	60	50	80	90	20
m_5	кг	170	190	200	220	180	150	m	мм	5	5	5	5	5	5

Задание 5. Брикетировочный автомат

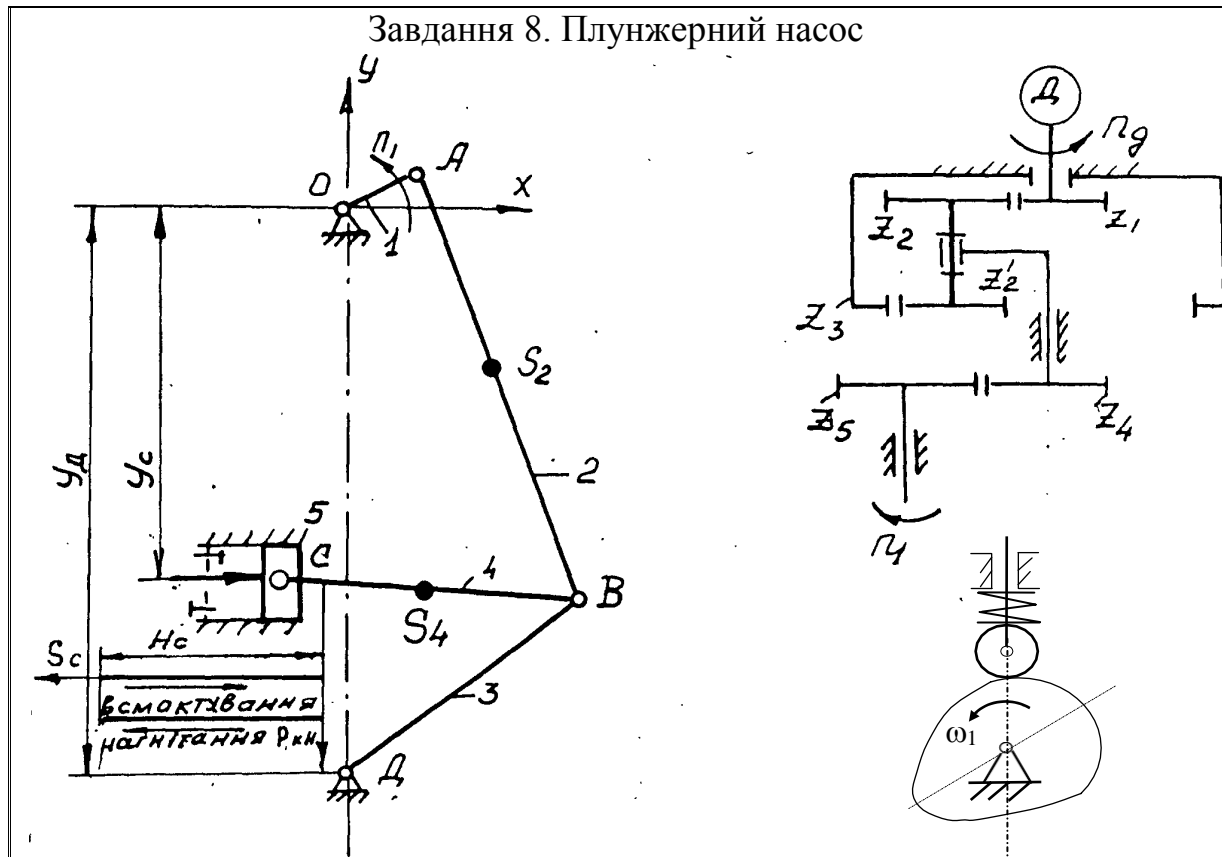


Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений						Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
n_d	об/мин	2890	2850	2940	2860	2880	2850	z_2	-	64	56	36	54	61	44
n_1	об/мин	85	95	210	110	120	150	z_2'	-	21	19	27	24	30	25
l_{AO}	м	0.085	0.09	0.082	0.085	0.10	0.09	z_3	-	105	96	81	96	111	87
l_{AB}	м	0.283	0.281	0.235	0.256	0.293	0.256	z_4	-	10	11	9	12	8	10
l_{AS_2}	м	0.094	0.094	0.078	0.085	0.098	0.085	m	мм	4	5	5	4	4	5
$x_B = e$	м	0.013	0.018	0.016	0.021	0.026	0.024	N	-	4	1	2	3	1	2
H	м	0.17	0.18	0.165	0.17	0.20	0.18	h	м	0.03	0.04	0.038	0.03	0.035	0.04
m_2	кг	35	40	40	45	50	60	φ_y	град	50	60	54	60	40	50
m_3	кг	45	50	55	60	65	75	φ_c	град	50	60	54	60	40	50
I_{S_2}	кг · м ²	0.0045	0.005	0.0055	0.006	0.0065	0.007	$\varphi_{дв}$	град	0	5	10	20	20	15
P_m	кН	8.84	9.35	9.86	10.2	10.7	11.60	$[\delta]$	град	30	30	30	30	30	30
z_1	-	20	21	18	18	20	18								

Задание 6. Металлорежущий станок



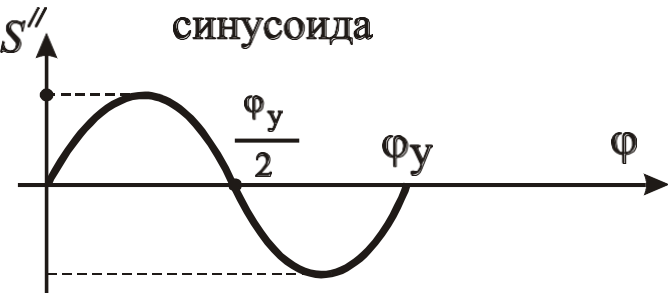
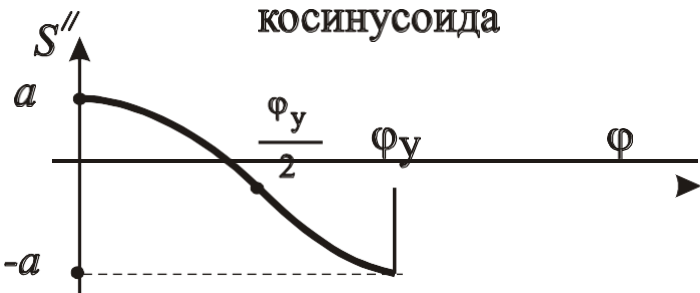
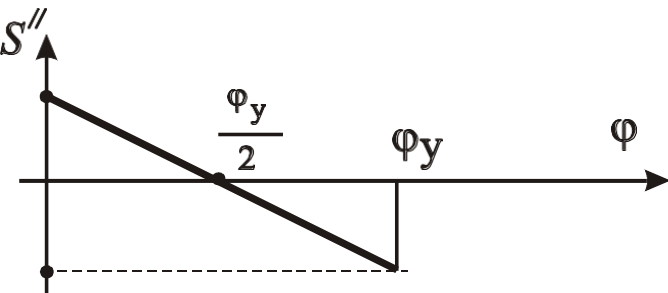
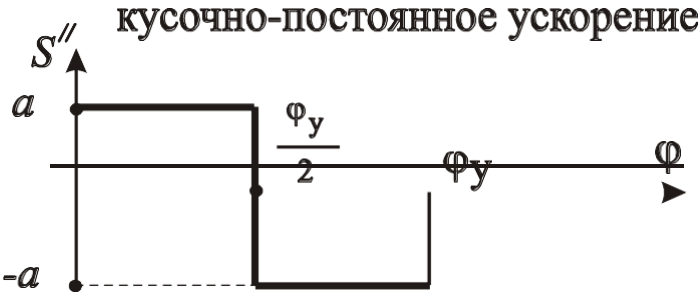
Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений						Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
n_d	об/мин	980	980	980	980	980	980	I_{S_3}	кг·м ²	0.09	0.096	0.125	0.10	0.17	0.09
n_1	об/мин	85	80	70	75	90	80	P_m	кН	5.5	6.0	7.0	6.0	5.0	7.0
l_{AO}	м	0.083	0.096	0.088	0.1	0.1	0.1	z_1	-	17	24	19	18	30	23
l_{DB}	м	0.566	0.564	0.647	0.559	0.705	0.677	z_2	-	25	36	29	27	45	34
l_{DS_3}	м	0.2	0.25	0.25	0.2	0.3	0.25	z_3	-	67	96	77	72	120	91
x_D	м	0	0	0	0	0	0	z_4	-	9	9	9	8	11	9
y_D	м	-0.27	-0.27	-0.285	-0.285	-0.29	-0.29	m	мм	5	4	5	5	4	5
y_{5-0}	м	0.28	0.28	0.34	0.26	0.40	0.37	N	-	1	4	3	2	1	2
m_2	кг	4	4.5	5.0	5.0	4.5	5.0	h	м	0.044	0.05	0.05	0.052	0.062	0.056
m_3	кг	35	40	60	50	80	50	φ_y	град	60	75	45	90	60	80
m_4	кг	4	4.5	4.5	5	4	5	φ_c	град	60	75	45	90	60	80
m_5	кг	200	210	270	220	240	250	$\varphi_{дв}$	град	30	30	30	30	30	30
I_{S_2}	кг·м ²	0.002	0.0018	0.002	0.002	0.002	0.002	[δ]	град	30	30	30	30	30	30



Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений						Параметр	Ед. изм.	Варианты числовых значений					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
n_d	об/мин	960	960	960	960	960	960	J_1	кг·м ²	0,1	0,12	0,09	0,12	0,11	0,14
n_1	об/мин	80	90	100	110	120	130	I_{S_2}	кг·м ²	0,16	0,15	0,18	0,12	0,14	0,18
P	кН	4,9	3,5	4,0	3,6	4,2	4,7	I_{S_4}	кг·м ²	0,07	0,09	0,06	0,08	0,09	0,08
l_{OA}	м	0,05	0,054	0,046	0,056	0,063	0,06	z_1	—	23	18	18	23	20	21
l_{AB}	м	0,266	0,270	0,246	0,262	0,252	0,250	z_2	—	52	48	48	52	61	50
$l_{DB} = l_{CB}$	м	0,185	0,170	0,180	0,19	0,200	0,185	z'_2	—	21	21	21	21	31	22
l_{AS_2}	м	0,5 l_{AB}						z_3	—	96	87	87	96	112	43
l_{BS_4}	м	0,5 l_{CB}						z_4	—	12	11	12	11	13	12
y_C	м	-0,255	-0,255	-0,255	-0,255	-0,255	0,255	m	мм	5	5	4	4	5	4
x_D	м	0						N	—	1	2	3	4	3	2
y_D	м	-0,36	-0,355	-0,345	-0,35	-0,365	-0,34	$\varphi_B = \varphi_3$	град	85	90	100	85	105	80
m_2	кг	20	21	25	17	19	22	φ_D	град	20	20	20	20	20	20
m_4	кг	16	17	15	18	17	20	$[\theta]$	град	35	25	30	25	35	30
m_5	кг	50	55	55	45	45	50	h	м	0,022	0,02	0,018	0,025	0,023	0,026

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Законы изменения аналога ускорения толкателя кулачкового механизма на фазах удаления

№ п/п	Наименование и график зависимости ана- лога ускорения от угла поворота кулачка	Аналитическое выражение
1	<p style="text-align: center;">синусоида</p> 	$S' = a \cdot \sin(k \cdot \varphi),$ <p style="text-align: center;">где $k = \frac{2\pi}{\varphi_y}$</p>
2	<p style="text-align: center;">косинусоида</p> 	$S' = a \cdot \cos(k \cdot \varphi),$ <p style="text-align: center;">где $k = \frac{\pi}{\varphi_y}$</p>
3		$S' = a \cdot \left(1 - 2 \frac{\varphi}{\varphi_y} \right)$
4	<p style="text-align: center;">кусочно-постоянное ускорение</p> 	$S' = \begin{cases} a, & 0 \leq \varphi \leq \frac{1}{2} \varphi_y \\ -a, & \frac{1}{2} \varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y \end{cases}$

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Министерство образования и науки Украины

Национальный технический университет
"Харьковский политехнический институт"

Кафедра "Теория и системы автоматизированного проектирования
механизмов и машин"

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по теории механизмов и машин

Задание 9

"Поперечно-строгальный станок"

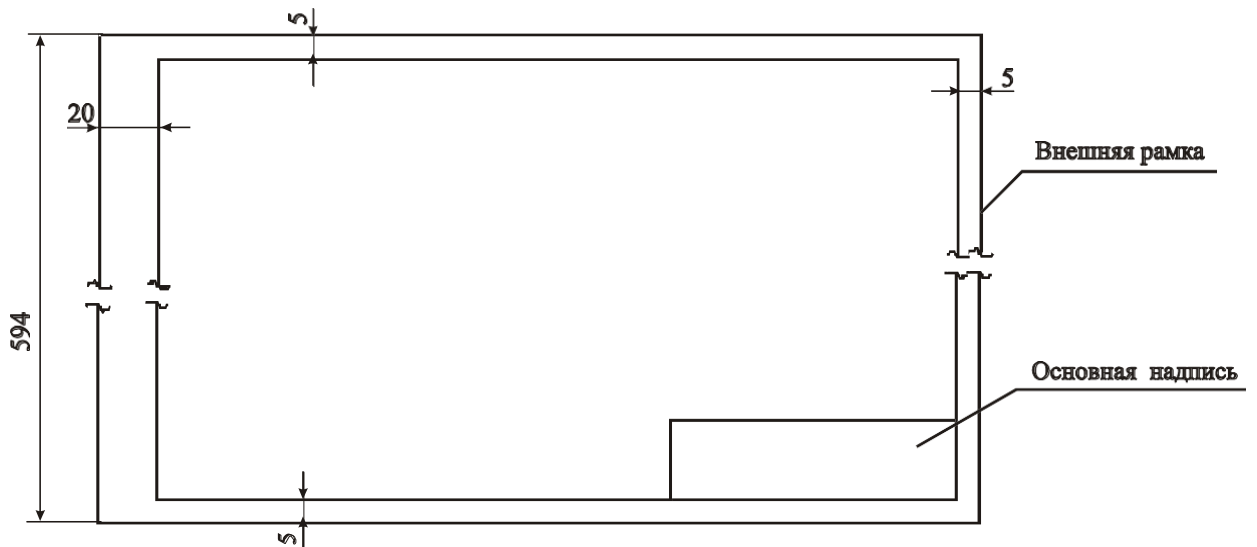
Выполнил: студент группы ТМ – 20

Иванов И. И.

Проверил: доц. Петров П. П.

Харьков 2019

ПРИЛОЖЕНИЕ Д



					185										5						
					7	10	23	15	10												
					МШЗ 14 КП																
					Кинематическое исследование главного механизма					Лит			Масса		Масштаб						
Изм.		Лист		№ докум.						Подпись		Дата		5	5	5	17				
Разраб.		Иванов																			
Пров.		Петров																			
Т. контр.		Петров																			
										Лист 1			Листов 4								
					70					20			НТУ "ХПИ" кафедра ТММ								
Утв.		Петров																			

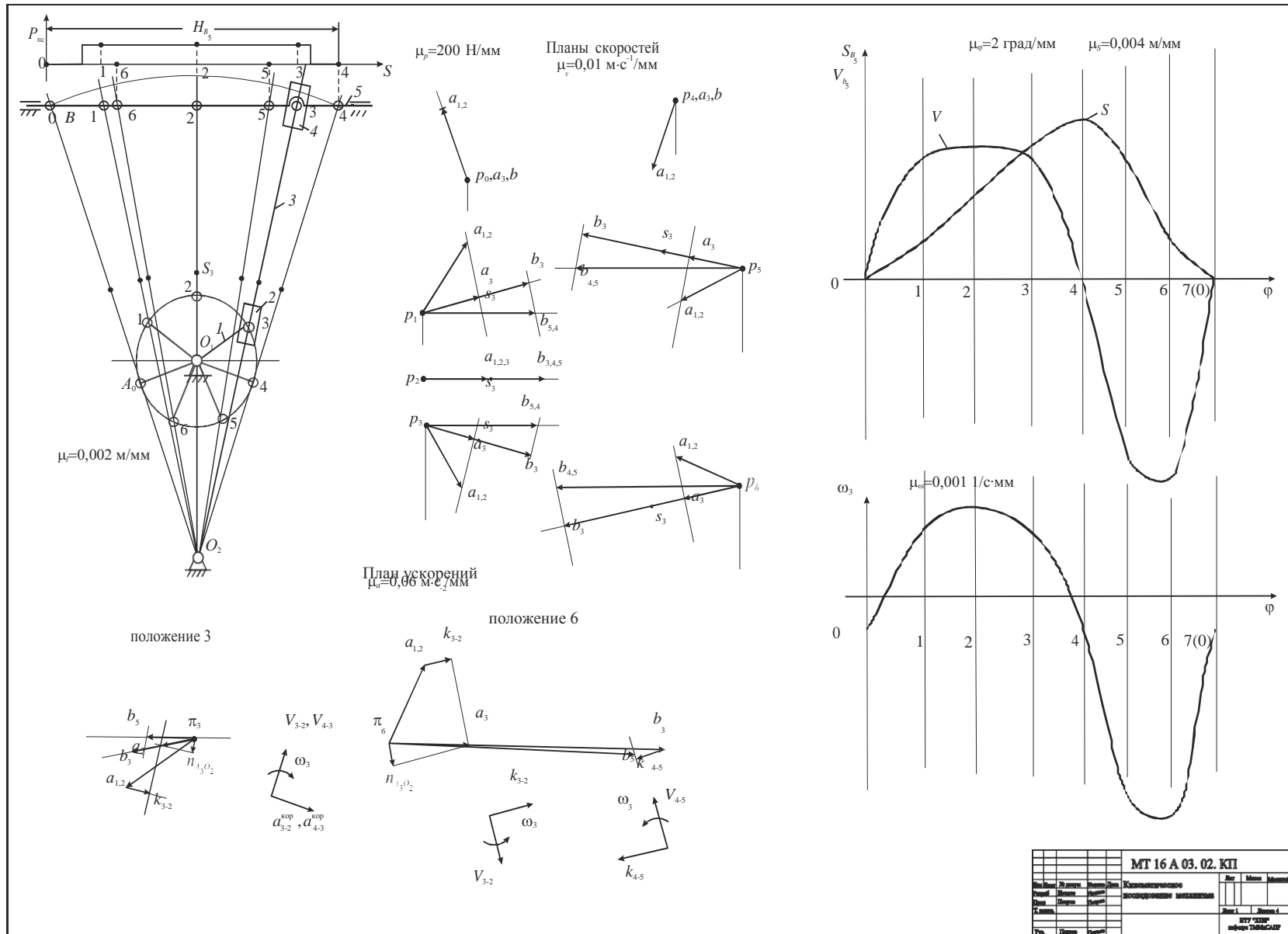
11 x 5 = 55

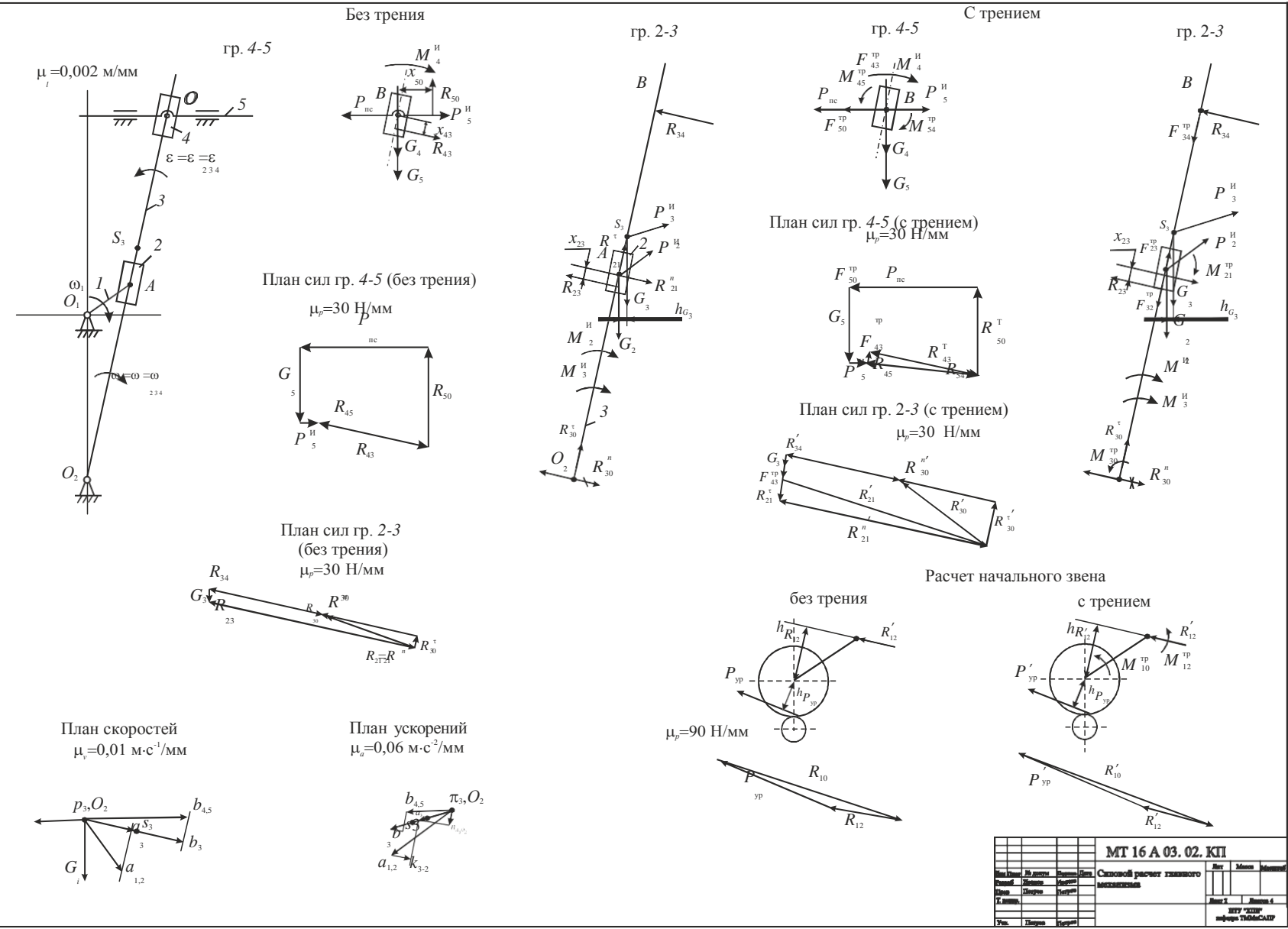
5

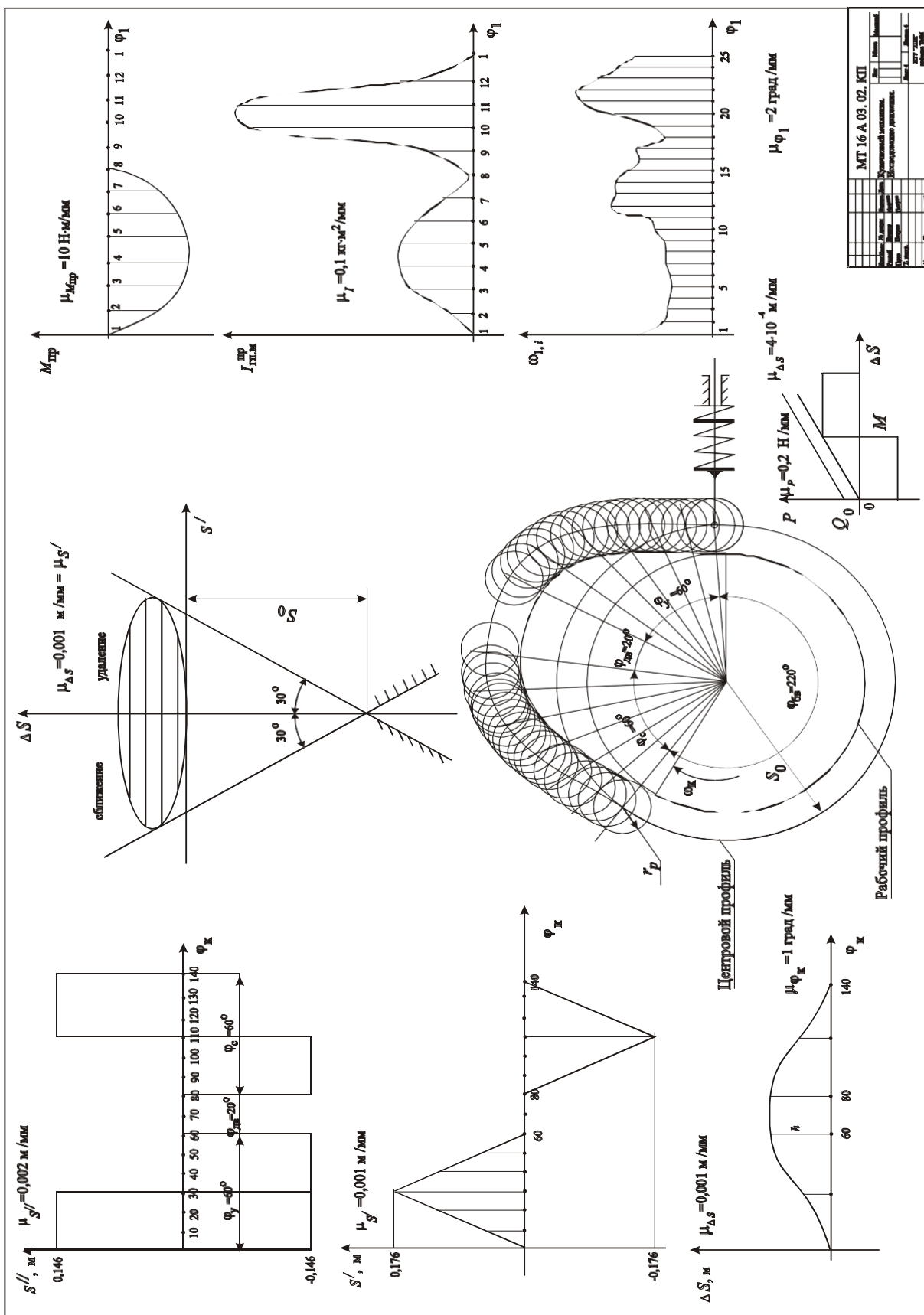
ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Таблица значений $\operatorname{inv}\alpha$

α град \ мин	0	10	20	30	40	50
18	0,010760	0,011071	0,011387	0,011709	0,012038	0,012373
19	0,012715	0,013063	0,013418	0,013779	0,014148	0,014523
20	0,014904	0,015293	0,015689	0,016092	0,016502	0,016920
21	0,017345	0,017777	0,018217	0,018665	0,019120	0,019583
22	0,020054	0,020533	0,021019	0,021514	0,022018	0,022529
23	0,023044	0,023557	0,024114	0,024660	0,025214	0,025778
24	0,026350	0,026931	0,027521	0,028121	0,028729	0,029348
25	0,029975	0,030613	0,031260	0,031917	0,032583	0,033260
26	0,033947	0,034644	0,035352	0,036069	0,036798	0,037537
27	0,038287	0,039047	0,039819	0,040602	0,041395	0,042201
28	0,043017	0,043845	0,044685	0,045537	0,046400	0,047276
29	0,048164	0,049064	0,049976	0,050901	0,051838	0,052788
30	0,053751	0,054728	0,055717	0,056720	0,057736	0,058765







СОДЕРЖАНИЕ

Вступление.....	3
1. Объем и содержание курсового проекта.....	4
1.1. Объем курсового проекта.....	4
1.2. Этапы выполнения курсового проекта.....	4
2. Методические указания по выполнению курсового проекта.....	4
2.1. Структурный анализ главного механизма.....	4
2.2. Кинематический анализ главного механизма.....	5
2.3. Анализ и синтез зубчатого механизма.....	6
2.4. Силовой расчет главного механизма.....	8
2.5. Выбор приводного асинхронного электродвигателя.....	9
2.6. Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил.....	10
2.7. Синтез кулачкового механизма.....	12
2.8. Оформление расчетно-пояснительной записки и чертежей.....	14
2.9. Защита проекта.....	15
2.10. Список литературы.....	15
3. Пример выполнения курсового проекта.....	16
Задание.....	17
3.1. Структурный анализ механизма.....	18
3.2. Кинематическое исследование главного механизма.....	18
3.3. Зубчатый механизм.....	25
3.4. Силовой расчет главного механизма.....	30
3.5. Выбор электродвигателя.....	38
3.6. Исследование движения машинного агрегата под действием задан- ных сил.....	39
3.7. Синтез кулачкового механизма.....	45
Приложение А. Задания.....	48
Приложение Б. Законы изменения аналога ускорения толкателя кулачково- го механизма на фазе удаления.....	60
Приложение В. Титульный лист к курсовому проекту.....	61
Приложение Д. Основная надпись.....	62
Приложение Е. Таблица значений $inv\alpha$	63
Приложение Ж. Пример выполнения чертежей.....	64

Навчальне видання

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ И МАШИН.

Завдання і методичні вказівки до виконання курсового проекту
«Дослідження роботи технологічної машини»
з курсу теорії механізмів і машин

для студентів машинобудівних спеціальностей
Російською мовою

Укладачі: КРОТЕНКО Галина Анатоліївна
ГРЕЧКА Ірина Павлівна
ЗАРУБІНА Алла Олександрівна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
Роботу рекомендував до видання

В авторській редакції

План 2016 р., п. 18

Підп. до друку	Формат 60х84/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 2,4.
Обл. – вид.арк. 3,0	Тираж 50 прим. Зам. №	Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.

Самостійне електронне видання